Kobe University Repository : Thesis

学位論文題目 Title	リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおけるコンテナ揺れ角検出方法および統合制御システムに関する研究（Fundamental Study of Detection Method of Swaying Angle of Container and Integrated Trolley Drive and Swaying Angle Control System for Linear Motor Driven Container Crane System）
氏名 Author	谷口, 裕樹
専攻分野 Degree	博士(工学)
学位授与の日付 Date of Degree	2010-09-25
Resource Type	Thesis or Dissertation / 学位論文
学位記番号 （請求記号） Call Number	工博-い-653 (社会科学系図書館)
URL	http://www.lib.kobe-u.ac.jp/handle_gakui/D1005097

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。
著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。

Create Date: 2015-11-07

博士論文

リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおける コンテナ揺れ角検出方法および統合制御システムに関する研究

2010 年 8 月

神戸大学大学院海事科学研究科

谷口　裕樹

目次

第 1 章 緒言 1

1.1 研究の背景 1

1.2 本研究の目的 2

1.3 本論文の構成 3

第 2 章 リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの概要 5

2.1 はじめに 5

2.2 従来のコンテナクレーンシステムの構成と課題 5

2.3 コンテナクレーン台車駆動用リニアモータ 6

2.3.1 リニアモータの種類と特徴 6

2.3.2 リニアモータの動作原理 9

2.3.3 コンテナクレーン台車駆動用リニアモータの選定 12

2.3.4 片側式リニア誘導モータの推力計算式 13

2.4 リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの構成 16

2.4.1 提案システムの基本構成 16

2.4.2 提案システムの特徴および課題 18

2.5 提案システムの解析モデル 18

第 3 章 リニア駆動システムの特性検討と課題 21

3.1 はじめに 21

3.2 リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの基礎特性 21

3.2.1 揺れ幅を小さくする加速方法 23

3.2.2 加速度を検討したシミュレーション 25

3.2.3 コンテナの揺動周期を検討したシミュレーション 26
3.2.4 コンテナ搬送を考慮したシミュレーション 28
3.2.5 ワイヤ長さの変化を考慮したシミュレーション 29
3.3 まとめ 31

第 4 章 加速度センサを利用したコンテナ揺れ角の検出方法 33
4.1 はじめに 33
4.2 コンテナ揺れ角検出方法 33
4.2.1 加速度センサによる検出方法の検出原理 33
4.2.2 加速度センサによる検出方法の課題 35
4.3 シミュレーションによるセンサ性能の検討 36
4.3.1 加速度センサを用いたコンテナ揺れ角検出特性 37
4.3.2 提案手法における揺れ角検出精度 38
4.3.3 吊下げ部質量の設定誤差と揺れ角検出精度 39
4.4 小形実験装置 42
4.4.1 実験装置の概要 42
4.4.2 推力測定実験 47
4.4.3 リニアモータ推力特性の同定 55
4.5 揺れ角検出方法の検証 1 59
4.6 揺れ角検出方法の検証 2 64
4.7 まとめ 69

第 5 章 リニアモータ駆動コンテナクレーン統合制御システム 71
5.1 はじめに 71
5.2 統合制御システムの設計 71
5.3 実験による提案システムの妥当性検証 73
5.3.1 シミュレーションによる妥当性検証 73
5.3.2 実験装置による妥当性検証 76

5.4 実システムにおける統合制御特性の検討 79
5.4.1 シミュレーションによる妥当性検証 80
5.5 揺れ角設定誤差が制御特性に与える影響 83
5.5.1 コンテナ揺動抑制制御特性に与える影響 84
5.5.2 トロリ台車駆動制御特性に与える影響 85
5.5.3 統合制御特性に与える影響 86
5.6 おわりに 88

第 6 章 結言 **89**

謝辞 **91**

参考文献 **93**

本研究に関する発表 **97**

第 1 章

緒言

1.1 研究の背景

世界経済のグローバル化に伴い進展し続ける製造業を支える国際海上コンテナ輸送において，海陸の結節点となるコンテナターミナルは，現代の港湾で最も重要な機能となった．又，世界の物流の 90%を扱う重要な物流システムである海運の主役であるコンテナ船は大型化が進み[(1)(2)]，2006 年 9 月には 14,500TEU（TEU とは，twenty-foot equivalent unit の略であり，コンテナ船の積載能力やコンテナターミナルの貨物取扱数を示す単位で，1TEU は 20 フィートコンテナ 1 個分である）クラスのコンテナ船 Emma Maersk が運航を開始した[(3)(4)]．このようなコンテナ船の大型化に伴い，コンテナターミナルの荷役作業を行うコンテナクレーンシステムには，一層の高速化，自動化，保守性の向上，などが課題となっている．

コンテナターミナルの荷役作業を行うコンテナクレーンは，ガントリークレーン（Gantry Crane）とトランスファークレーン（Transfer Crane）の二つに分類される[(5)(6)]．ここで，コンテナクレーン（ガントリークレーン）の概略図を図 1.1 に示す．ガントリークレーンは，エプロン上に平行に岸壁に敷設された 2 本の軌道上をまたぐ走行可能な門型構造でこの軌道を走行するためにこの橋ゲタの両端にそれぞれ複数の動力を備えている．この門型構造上部には，岸壁に垂直な方向に移動できるトロリ（台車）があり，ここから垂下したワイヤーロー

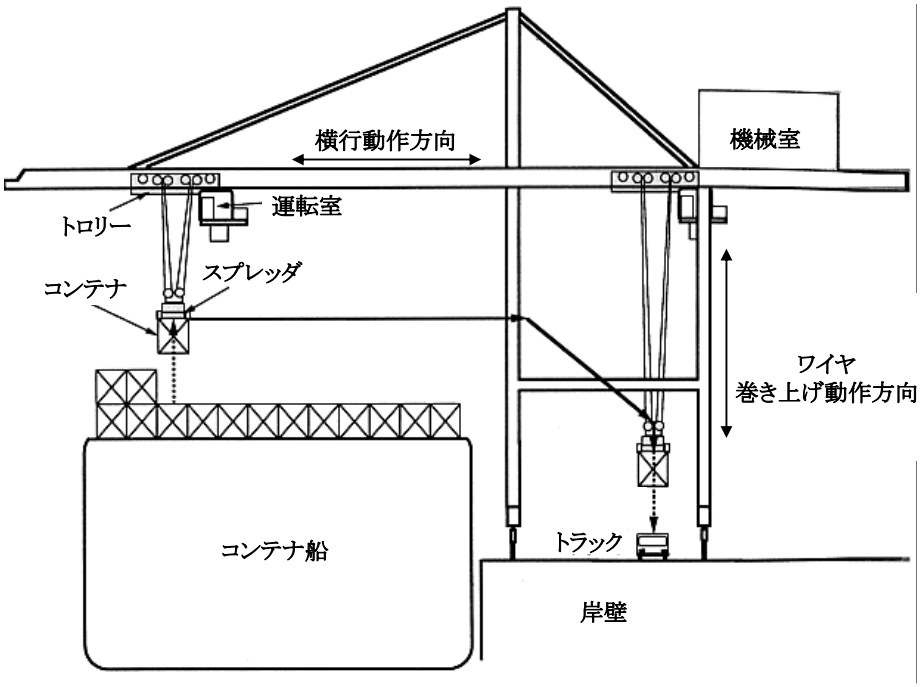


図 1.1　コンテナクレーンの概略図

プでコンテナを吊り上げ，岸壁と船舶を往復して荷役を行う．ガントリークレーンでコンテナの荷役に利用されるものには，コンテナを掴むためにスプレッダという専用の装置を備えている．また，クレーン上部には運転室が設けられ，クレーンのオペレータが岸壁や船内荷役作業主任者と連絡を取りながらクレーン動作の全ての操作を行っている．それに対し，トランスファークレーンは，コンテナを港湾のコンテナヤードに積み上げ降ろしするための天井クレーンタイプのコンテナ荷役用移動式クレーンである．構造上は橋形クレーンに分類される．コンテナターミナルから外へ持ち出す時は，トランスファークレーンでコンテナをトラックの上に乗せ，運んでいく．これらのクレーンには，鋼製車輪によりレール上を走行するタイプとタイヤにより無軌道路面上を走行するタイプがある．コンテナターミナルでは，コンテナ船の大型化に伴い，揚程 48.5m を超えるスーパーガントリークレーン，揚程 56m を超えるメガガントリークレーンが登場している．又，1990 年頃から，40ft コンテナの割合が 20ft コンテナを上回るようになるとともに, 40ft コンテナを同時に 2 個持ち上げられるガントリークレーンも登場している．

現在使用されている大多数のコンテナクレーンでは，トロリに接続したワイヤを，シーブを介して回転形モータで駆動している．そして，コンテナを把持するスプレッダは，トロリからワイヤで吊り下げられ，トロリとスプレッダの上に設置した回転形モータでドラムを駆動することでワイヤ長さを調整し，スプレッダの姿勢や揺動を制御している．また，コンテナターミナルでは，搬入から船積みまで，荷あげから搬出まで，コンテナターミナル内での荷役作業はすべて集中管理され，正確で効率良く処理されている．特にコンテナ船の荷役作業においては，気象状況，つまり，波や風でコンテナ船が揺れたり，トロリ台車の走行レールに相当するガーダが凍結したりしていても，確実にコンテナを積み下ろしする必要がある．

そこで，コンテナターミナルにおける更なる荷役効率の向上，オペレータの疲労軽減，安全性の向上を図るなどを目的として，コンテナクレーンを用いた自動化技術が開発されている．コンテナを正確に収納するためには，搬送位置決めと揺れ・回転連成振動防止の制御技術が重要である．その中でも振れ止め制御は，熟練者でなくとも容易に扱える操作性と自動運転をコンテナクレーンに与える基盤技術であり，多くの研究がなされている[(7)-(9)]．また，コンテナクレーンの自動運転を実現するためには，短い時間でトロリが目標位置に到達し，かつ，コンテナの振れが残らないようにコンテナの抑制制御を行う必要がある．コンテナの揺動抑制制御に関しては，あらかじめ計算した最適な速度パターンをルール化してトロリの走行制御を行うファジィ制御を適用した例などが報告されている[(10)(11)]が，一層の制御精度の向上や，制御時間の短縮が期待されている．

1.2 本研究の目的

このような背景の中で，コンテナクレーンの荷役作業を高速化するには，トロリを目的位置まで高速に移動すること，スプレッダを揺動させることなく所定位置に停止させることが最重要課題である．リニアモータを使用してコンテナクレーンの荷役作業を高速化するアイデアは，すでに提案されている[(12)(13)]．しかしながら，実用システムや実用化に際して解決す

べき技術課題に関する報告はなされていない．そこで，トロリ台車の位置決めとスプレッダの揺動抑制制御を，トロリを駆動する 1 台のリニアモータで制御するという新たなコンセプトのコンテナクレーンシステムを提案する．

提案システムは，回転形モータで駆動された車輪とレール間の摩擦力により推進力を得る粘着駆動方式と異なり，台車上の一次鉄心が軌道側の二次導体との相互作用により直接駆動される非粘着駆動システムである．すなわち，リニアモータ駆動システムでは，リニアモータが発生する推進力，制動力が直接台車に作用するので，台車の支持車輪の空転や滑走によりモータの推進力が台車に伝わらないという事態は発生しない．したがって，提案システムでは，トロリ台車を駆動するリニアモータが，雨天時やレール凍結時にも確実にトロリ台車を高加減速度で駆動可能である．すなわち，リニアモータ駆動システムによればトロリ台車の速度を調整することで，コンテナの揺動抑制を実現することが可能である．これにより，提案システムにおける吊下げワイヤは，原則としてスプレッダを上下させる機能のみを有すれば良く，システム全体の構成が簡素になるとともに，保守性が大幅に向上するものと期待できる．

そこで，本研究の目的は，提案したリニアモータ駆動コンテナクレーンシステムについてコンテナ揺動抑制とトロリ駆動の双方について性能を両立させる高性能な統合制御システムを検討し，実用的なシステムの設計を行うことである．

1.3 本論文の構成

まず，本章に引き続き，第 2 章では，提案するリニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの概要ならびに，特徴について詳述する．

第 3 章では, 汎用の動的シミュレーション解析ソフトの MATLAB/Simulink で作成した解析モデルのシミュレータを用いて，実際に港湾での使用をモデルとしたリニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの基礎特性を検討した結果を紹介する．

提案システムでは，コンテナの揺動を抑えながら所定の荷役処理を行なうためにリニアモータを制御するため，先ず，コンテナの揺れ角を検出することが重要である．そこで，第 4 章では，間接的にコンテナの揺れ角を推定する方法を提案し，その原理について詳述し，さらに，シミュレーションによりセンサ性能を検討した結果について述べる．また，本提案システム，並びに揺れ角推定方法の妥当性と有効性を検証するために製作した小形の実験装置の概要を詳述し，小形の実験装置を使用した揺れ角検出方法の妥当性を実験とシミュレーションにより検討した結果について述べる．

第 5 章では，コンテナ揺動抑制とトロリ駆動の双方について性能を両立させる統合制御システムの実現法として，最適レギュレータによる制御系を設計した結果について述べる．そして，小形実験装置を使用したシミュレーション結果及び実験結果での制御特性と実システムモデルでのシミュレーションによる制御特性の結果により提案システムの妥当性と有用性を検証した結果について述べる．さらに，提案手法でコンテナの揺れ角を推定する際には，コンテナの質量が実際のコンテナ質量と異なる場合，揺れ角推定値に誤差が生じ，トロリ台

車の走行制御や位置決め制御特性，コンテナの揺動抑制制御特性に悪影響を及ぼすことが考えられる．そこで，コンテナ質量の設定誤差が，トロリ台車駆動制御特性，及び，コンテナ揺動抑制制御特性に与える影響についてシミュレーションにより検討した結果を述べる．

第 6 章では，各章でのまとめに基づき全体を総括し結論をまとめると共に，今後の課題について述べる．

第 2 章

リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの概要

2.1 はじめに

近年，コンテナ船の大型化が進み，港湾ターミナルにおける荷役作業の一層の高速化が望まれている．中でも，10,000TEU クラスのコンテナ船と岸壁間の荷役を行うコンテナクレーンには，一層の高速化，保守性の向上，自動化が期待される．一方，現在使用されているコンテナクレーンは，回転形モータでトロリ（台車）の車輪やトロリを牽引するロープのシーブを駆動する方式が主流である．これらの方式では，車輪とレール，あるいは，シーブとロープ間の摩擦力に限界があり，加減速度の増大には制限がある．また，コンテナを把持するスプレッダの揺動を抑制するためのきめ細かな制御を行うためには別のメカニズムを設置することが必要である．これらの課題を解決するものとして，リニアモータで駆動するシステムが提案されているが，実用には至っていない．

そこで，本章では，まず従来のコンテナクレーンシステムの構成と課題を詳述し，トロリの駆動とスプレッダの揺動抑制を同時に行うことが可能な，リニアモータ駆動トロリで構成したコンテナクレーンシステムを提案し，そのコンセプトとシステムに期待される特徴などについて述べる．

2.2 従来のコンテナクレーンシステムの構成と課題

現在使用されている大多数のコンテナクレーンシステムにおけるトロリ台車駆動システムは，回転形モータでトロリの支持車輪や滑車（シーブ）を回転させる方式が主流である．図 2.1 に現在使用されているシステムのイメージ図を示す．

これらのシステムにおけるトロリ台車の加減速度は，支持車輪とレール間の摩擦，あるいは，シーブと牽引用ワイヤ間の摩擦に大きく依存する．たとえば，支持車輪駆動式においては，トロリ台車に作用する推進力は，支持車輪にかかる軸重に，車輪とレール表面間の摩擦係数を乗じたものとして与えられる．したがって，雨天時やレール凍結時などにおいては，車輪とレール表面間の摩擦係数が大幅に低下するため，回転形モータの発生トルクを確実にトロリ台車の推力として発生させることが困難となる．また，コンテナを把持するスプレッダは，トロリからワイヤで吊り下げられ，トロリ上に設置した回転形モータでドラムを駆動することでワイヤの長さを調整して，スプレッダの姿勢や揺動が制御される．また，スプレッダの揺動抑制の方法としては，スプレッダ上に搭載した錘を揺れに応じて変位させ，その反作用力で揺れを抑える方法も提案されている．

しかし，これらの方式のコンテナクレーンは，いずれも，シーブとワイヤとの摩擦に依存した駆動方式であるため，以下に示すような様々な課題を有している．

- シーブとワイヤ間，車輪とレール間の摩擦に依存した粘着駆動方式であるため，加減速度の増大に限界がある
- コンテナを把持するスプレッダの揺動を抑制するために，トロリ台車駆動機構とは別の駆動機構を設置する必要がある
- システムの構成が複雑になる
- 駆動機構部は定期的な保守が必要である
- 厳冬期や雨天時には摩擦力が低下して加減速時にスリップが発生することがある

以上の課題を解決するものとして，トロリ台車にリニアモータを適用したリニアモータ駆動コンテナクレーンシステムが提案されている．以下に，本論文のリニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおいて，トロリ台車の駆動用リニアモータとして相応しいかどうかを検討した結果について詳述する．

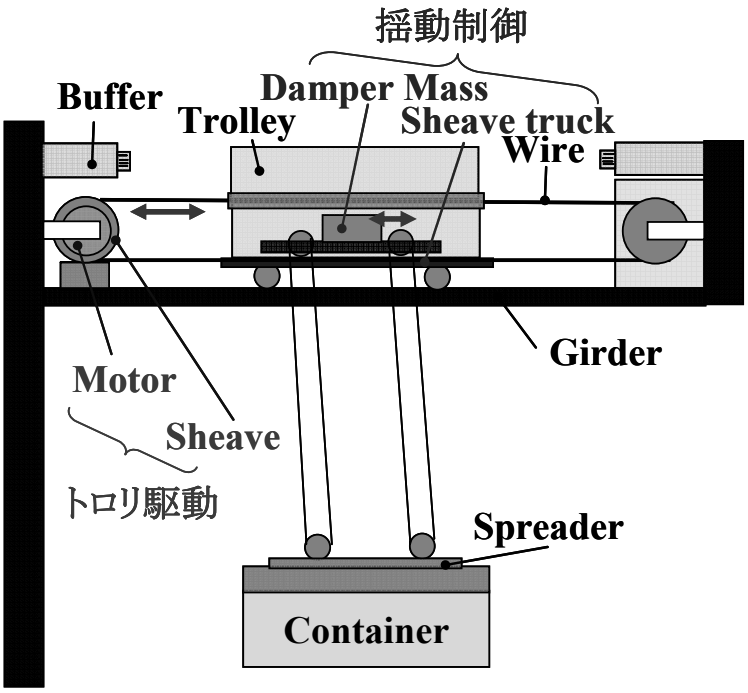


図 2.1　従来のコンテナクレーンシステムのイメージ図

2.3 コンテナクレーン台車駆動用リニアモータ

まず，リニアモータについての種類を詳述し，それぞれのリニアモータの特徴，欠点などを検討し，コンテナクレーン台車駆動用に適用するリニアモータについて検討した結果を述べる．

2.3.1 リニアモータの種類と特徴[14]

一般の回転形モータは，回転子と固定子が相互に向かい合って回転運動をしており，さら

に固定子と回転子のギャップは軸と軸受によって一定値に保たれている．このような回転形モータを開いたものがリニアモータである（図 2.2）．固定子や回転子の長さが有限になること，固定子と回転子間のギャップを保持するための機構が別途必要となることが回転モータと大きく異なっている点である．リニアモータに電気を供給する側を一次側といい，一次側が発生する磁界と二次側との相互作用で推力が発生する．その推力発生原理から色々な分類が考えられ，図 2.3 に示すように，リニア誘導モータ（LIM : Linear Induction Motor），リニア同期モータ（LSM : Linear Synchronous Motor），リニア直流モータ（LDM : Linear Direct Motor）などがある．

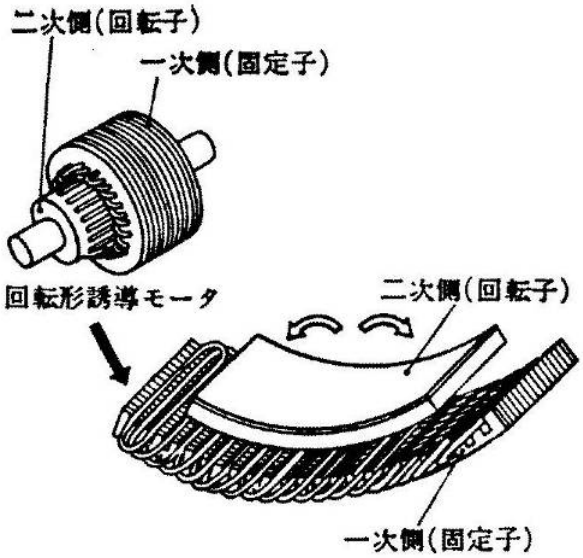


図 2.2　リニアモータの展開図

（出典:電気学会技術報告（II 部）第 314 号 一部修正して使用）

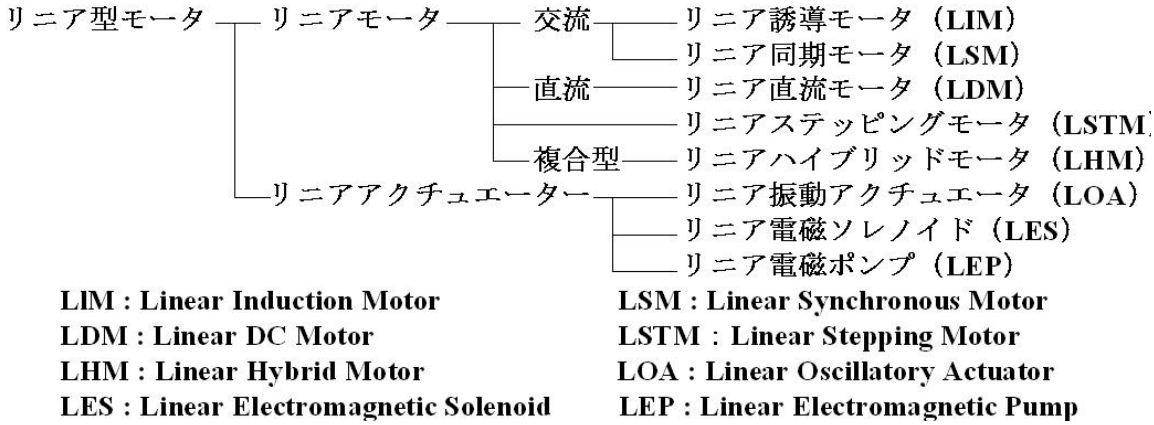


図 2.3　リニアモータの種類

（出典:電気学会技術報告（II 部）第 314 号 一部修正して使用）

リニアモータの特徴は，モータの機種に依存する部分もあるが，全体に共通する特徴としては以下のような点がある．

・ ダイレクトドライブ

リニアモータはダイレクトドライブ（直接駆動）装置であり，駆動対象に非接触で推進力を与える．非接触であるため，歯車や車輪などの推進力の伝達機構が不要で，駆動機構を簡単にすることができる．また，粘着や伝達の性能に依存しない高い加減推力が得られるので，急な勾配も昇り降りでき，特性の経年変化も少なく，保守性・信頼性に優れている．

・ 自由度の大きな構造

リニアモータの構造は回転形モータと異なり平板状や円筒状の形状となる．また固定部と移動部のどちらでも，電源から電力を供給する一次側とすることが出来る．固定部と移動部の構成はいろいろな組み合わせが考えられ，用途に応じて選ぶことができる．すなわち，リニアモータはその構造により，長一次式，長二次式，地上一次式，車上一次式，片側式，両側式などに分類できる（図 2.4 参照）．

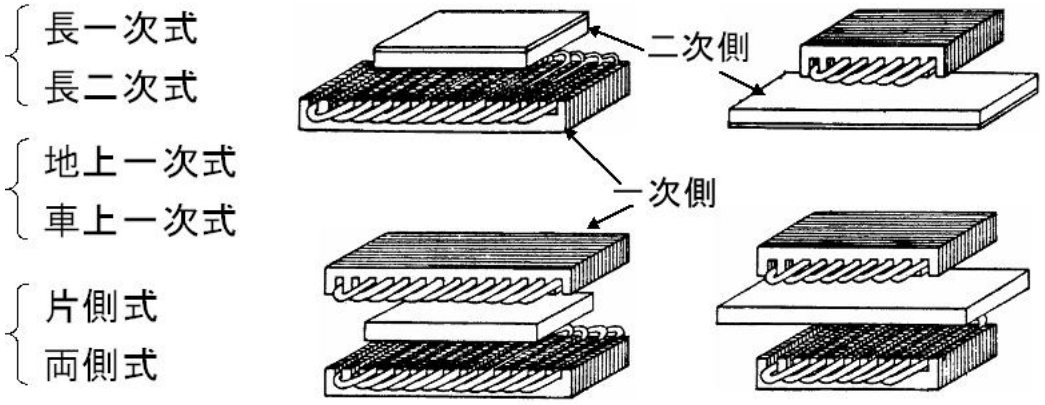


図 2.4　リニアモータの構造による分類
（出典:電気学会技術報告（II 部）第 314 号 一部修正して使用）

・ 漏れ磁束

LIM の一次側と二次側は長さが有限なので，両端部に端効果（end effect）という現象が起きる．端効果は以下に示す 2 種類あり，推力を減少させるように働くので無視することはできない．そのためギャップの磁界分布が複雑となり，漏れ磁束が多くなるため力率の低下につながる．

1.　縦方向端効果（longitudinal end effect）

縦方向端効果は，単に端効果と呼ばれる．端効果は，LIM の走行方向に対して常に入口と出口があるために，両端部の磁束密度分布が不均一あるいは偏在するために生じる．

2. 横方向端効果（transverse end effect）

横方向端効果は，縁効果（edge effect）と呼ばれる．縁効果は，LIM の進行磁界の方向に対して直角の方向，すなわち，一次鉄心の積厚方向の磁界分布の不均一によって生じる．また端効果により，渦電流は進行磁界の方向に対して非対称分布となるため，推力が不均一になるといった特徴がある．

・ ギャップの支持機構

リニアモータの固定部と移動部の間には大きな吸引力が働く．そして，駆動方向が直線であるため，ギャップを一定に保つ直線的支持機構が必要となる．その支持機構には，以下に示す特徴がある．

1. 走行領域全長にわたり直線状の支持機構が必要である．
2. 片側式リニアモータでは重力や外力に加え推力と垂直方向の電磁力が発生する．
3. 支持ギャップ長の変化が直接モータ特性に影響する．

以上の特徴より，支持機構には長ストローク，高精度，低摩擦係数，高剛性，低振動・低騒音などが要求される．

・ 電気的性能

リニアモータは，回転形モータに比べ，一次側と二次側のギャップが大きくなるため，力率，効率が劣る．

以下に，各リニアモータについての動作原理や特徴を紹介する．

2.3.2 リニアモータの動作原理

本節では，リニア直流モータ，リニア誘導モータ，リニア同期モータの各リニアモータについての動作原理について述べる．

1.リニア直流モータ（Linear Direct Motor，略称 LDM）

リニア直流モータは，磁界と電流との間に働くローレンツ力を利用したものであり，アクチュエータとして制御しやすく，フィードバック要素を用いると高精度，高速駆動が容易に実現できるという特徴がある．LDM の固定子は励磁コイルとヨーク，可動子は永久磁石とヨークから構成されている．動作原理は，直線的な推力を得るために，構造上いくつかの工夫がされている．コイルに電流が流れると，磁極の存在する範囲で直線運動して，永久磁石からはコイルに対して，ほぼ均一な磁界が与えられる．LDM はこのコイルに流れる電流を制御して加減速を制御している．

磁束密度を B [T]，コイルの電流を I [A]，コイルの長さを l [m]とすると，コイルに働く推力 F はフレミングの左手則により，次式で求めることが出来る．

$$F = (I \times B) l \quad [\mathrm{N}] \tag{2.1}$$

また，磁束密度 B と磁界の強さ H [A/m]との間には，次の関係がある．

$$B = \mu_0 H \quad [\mathrm{T}] \tag{2.2}$$

ここで，μ_0は真空の透磁率である．そして，コイル巻数 N [回] とコイルの電流 I [A]を用いると，コイルに働く推力 F は，次式に置き換えられる．

$$F = NIBl \quad [\mathrm{N}] \tag{2.3}$$

この式の電磁力は電流力と呼ばれる. LDM はその構造から, 磁石可動形リニア直流モータ, コイル可動形リニア直流モータに分けることができる.

2.リニア誘導モータ（Linear Induction Motor，略称 LIM）

リニア誘導モータは，回転形誘導モータの固定子と回転子を直線状に引き伸ばした直線運動するモータである．コイルと金属板の表面間に一定の距離を置く．そしてコイルに交流電流を流すと，右ねじの法則にしたがって磁束が発生する．金属板の表面では，この磁束によって渦電流が流れる．この渦電流は誘導電流とも呼ばれる．LIM は，進行磁界（時間とともに移動する磁束）とこの磁束変化による渦電流との相互作用により推力を得るものである．LIM は一次側と二次側から構成される．一次側は鉄心と巻線からなり，鉄心は電磁鋼板にスロットを打ち抜いており，スロットには巻線が設置されている．この巻線は，一定の極間隔で空間的にずれたいくつかのコイルから構成されている．二次側は，非磁性導体でアルミニウムや銅などの単一導体か，強磁性体と組み合わせた複合導体から構成される．一次コイルを三相結線して三相電流を供給したときに生じる磁束密度 B は次式のようになる．

$$B = B_0 \cos\left(\omega t - \frac{\pi x}{\tau}\right) \tag{2.4}$$

ここで，ω は電源の角周波数（$=2\pi f$ [rad/s]），f は周波数[Hz]，t は時間[s]，x は一次側固定子上の距離[m]，τ は極間隔[m]である．この磁束密度 B は，渦電流とフレミング則による推力を発生する．上式は，空間的に正弦波状に分布した磁束が速度 v（$= dx/dt = \omega\tau/\pi = 2\tau f$）で移動することを示すものである．この磁束が二次導体と鎖交するとレンツの法則により二次導体中に渦電流が誘導される．この磁束と渦電流の相互作用で推力が発生する．また，LIM の基本特性として，推力－速度特性，推力－ギャップ特性，推力－周波数特性などが挙げられる．推力－速度特性とは，一次側に一定の電力を供給し，次第に負荷を増加させたときの推力とすべり s の関係である．すべり s は次式で与えられる．

$$s = \frac{v_s - v}{v_s} \tag{2.5}$$

ここで，v_s（$=2\tau f$）は同期速度（移動磁界の移動速度）[m/s]，v は走行速度[m/s]である．推力－ギャップ特性では，LIM は，回転機に比較してギャップが大きいので，力率や効率が低下する．ギャップを小さくすることで，LIM の特性は向上するが，一次側と二次側の支持機構に限界がある．LIM の推力－ギャップ特性は，ギャップが大きくなると推力は減少していく．また，推力－周波数特性では，構造上ストロークが長く取れない場合，推力－速度特性を測定するのは困難である．そこで，入力側の周波数を変化させて始動推力を測定するこ

とにより推力ー周波数特性を求めることができる．LIM の制御方式としては，駆動用インバータの周波数を制御することにより LIM の加減速制御を行う．通常低周波数では *v/f* 比一定制御（定トルク制御）を行い，インバータの電圧が限界を超える領域では電圧を一定として周波数制御（定出力制御）を行う．位置決め時には，目標位置信号をフィードバックし，低電圧における可逆運転の繰り返しにより位置保持を行う．

3.リニア同期モータ（Linear Synchronous Motor 略称 LSM）

リニア同期モータは，一次側の電機子と二次側の界磁磁極との相互作用により，移動磁界の移動速度に同期して二次側が移動するモータである．リニア同期モータの基本的な構成は，回転機と同様で，界磁と電機子からなり，どちらかが可動部となる．LSM は二次側界磁の構成によって EM（Electromagnet）形，PM（Permanent Magnet）形，VR（Variable Reluctance）形，HB（Hybrid）形，および SC（Super Conducting）形の 5 種類がある．LSM の同期速度 v_s は，$v_s=2\tau f$（極ピッチ：τ ，電源の周波数：f ）である．出力特性は LIM に見られるような端効果を生じない．界磁，電機子ともに空心の場合の推力は，界磁コイルと電機子コイルの相互インダクタンス M を用いると，以下の式で求めることができる．

$$F_x = I_f \cdot i \frac{\partial M}{\partial x} \tag{2.6}$$

ここで，F_x は x 方向の推力，I_f は界磁コイル電流，i は電機子電流の瞬時値である．

LIM の制御方式としては，LIM と同様に駆動用インバータを周波数制御することにより加減速制御を行う．通常低周波数では定トルク制御を行い，インバータの電圧限界点を越えると定出力制御を行う．位置決め時には目標位置信号をフィードバックし，低電圧における可逆運転の繰り返しにより位置保持を行う．また，リニア同期モータは，回転形モータと同様の種類に分けられ，以下の表 2.1 に示したような特長および欠点がある．

表 2.1　リニア同期モータの種類と特徴

種類	特徴および欠点
電磁石形	大推力，大出力可能 制御性良好 界磁電磁石の励磁電源が必要
永久磁石形	界磁用の励磁電源不要，界磁損失小 小形・軽量化が可能 永久磁石等に吸着される鉄粉の保守が必要
超電導磁石形	超高速走行に適 漏れ磁束対策が必要 極低温設備が必要
リラクタンス形	構造が簡単（磁気抵抗の変化：鉄の有無を利用） 磁束発生源がないため効率が多少悪い

2.3.3 コンテナクレーン台車駆動用リニアモータの選定

ダイレクトドライブシステムで直線運動を実現するリニアモータには，前節で紹介したリニア直流モータ，リニア誘導モータ，リニア同期モータがある．これらのリニアモータについての特徴、欠点および適用分野を表 2.2 に示す.

表 2.2　リニアモータの特徴および欠点

種類	特徴及び欠点	適用分野
リニア直流モータ (Linear Direct Motor)	・大推力，制御性良好 ・ブラシと整流子などの構造が複雑 ・保守性が悪い	高速位置制御 磁気ヘッド レコーダ
リニア誘導モータ (Linear Induction Motor)	・二次側構造が簡単，大推力，大出力 ・二次導体（Al, Cu 等）に誘導される始動電流が大きい ・二次導体の熱変形対策が必要	中高速鉄道 各種搬送装置 自動ドア 中低速システム
リニア同期モータ (Linear Synchronous Motor)	・大推力，大出力 ・インバータ等により可変速運転可能 ・二次側の構成が LIM よりやや複雑	高速鉄道 工作機械

表 2.2 に示したように，いずれのリニアモータも提案するシステムに要求される性能を実現することは可能である．しかし，LDM は，二次側に電磁石あるいは永久磁石を配置し，一次側のコイルに流れる直流電流を界磁位置に応じて切替えるためのブラシと整流子が必要など，構造が複雑で保守性が悪いという問題がある．LIM は，二次側に誘導電流を流すためアルミや銅の二次導体を使用するが，本システムのように始動停止位置が決まっている場合には，始動電流による発熱で，二次導体が変形したり，溶解したりしないような対策を検討する必要がある．

また，LSM は界磁の構成により，電磁石形，永久磁石形，超電導磁石形，リラクタンス形などに分類される. LSM は LIM に比べて大きな推力を得ることができるという利点を有する反面，種々の課題を有している．すなわち，電磁石形は界磁に電力を供給する必要があること，永久磁石形は永久磁石に付着した鉄粉などを除去する保守が必要になること，超電導磁石形は極低温設備が必要で漏れ磁束対策が必要なこと，リラクタンス形は二次側に電磁石や永久磁石などの磁束発生源がないためモータの効率が多少悪いことなどである．港湾におけるクレーンシステムは，悪天候下においても野ざらしの状態で運転されることを考慮すると，提案システムにおけるトロリ駆動用リニアモータとしては，LIM もしくは，リラクタンス形 LSM が適当であると考えられる．

図 2.5 にトロリ台車駆動用にリラクタンス形 LSM を適用した場合のイメージ図, また図 2.6 にトロリ台車駆動用に LIM を適用した場合のイメージ図を示す．一次側は，スロット（溝）

を打ち抜いた珪素鋼板を積層して，三相接続したコイルをスロットに埋め込み三相電流を供給する．二次側は，スロットを打ち抜いた珪素鋼板などの強磁性体を積層して構成した簡単なものである．また，トロリ台車駆動用に LIM を適用した場合，一次側は図 2.5 の LSM と同様の構成であり，二次側にアルミニウムや銅などの平板状導体を二次鉄心の表面に貼り付けた構成となる．

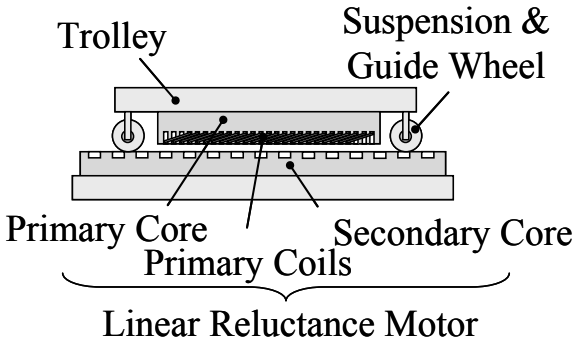


図 2.5　リラクタンス形 LSM のイメージ図

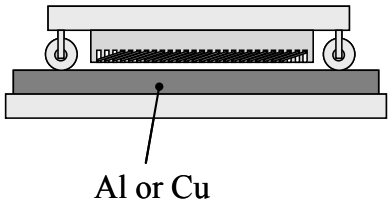


図 2.6　LIM のイメージ図

2.3.4 片側式リニア誘導モータの推力計算式[15]

図 2.7 に片側式 LIM の構造を，図 2.8 にその二次元解析モデルを示す．図 2.8 の解析モデルにおいて，座標は静止座標系とし，x を磁界の進行方向，y を鉄心の積み厚方向，z を磁極面に対する法線方向にとる．実際の LIM は有限であるが，解析モデルは x 方向に無限に長いものを想定する．領域 I は一次表面電流シート，領域Ⅱは複合二次導体板を表し，領域Ⅱ-2 は，アルミニウム板，領域Ⅱ-1 は磁路を構成するための裏張り鉄板である．領域Ⅲはエアギャップ，領域Ⅳは一次成層鉄心を表す．

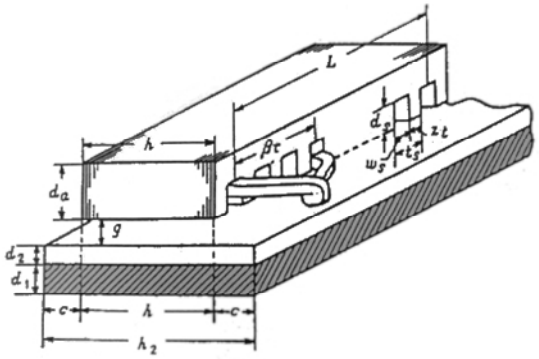


図 2.7　片側式 LIM の構造略図

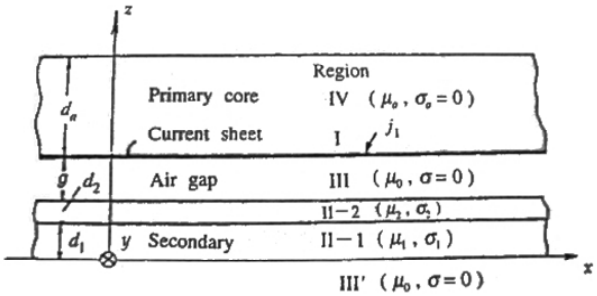


図 2.8　片側式 LIM の二次元解析モデル

ここで，各パラメータとして，LIM の同期速度を v_1 [m/s]，定格速度を v_2 [m/s]，電源角周波数を ω [rad/s]，一次鉄心のモータ幅を h [m]，ポールピッチを τ [m]，極数を p，一次巻線の相数を m, 1 コイルの巻数を N, 一相の直列巻数を N_{ph}, 巻数係数を k_w とし, ギャップ長を g [m],

真空（空気）の透磁率を μ_0 [H/m], 二次導体板の裏張り鉄板厚を d_1 [m], 鉄の透磁率を μ_1 [H/m], 鉄の導電率を σ_1 [S/m]，等価裏張り鉄板導電率を σ_{1e} [S/m]，アルミニウム板厚を d_2 [m]，アルミニウムの透磁率を μ_2 [H/m]，アルミニウムの導電率を σ_2 [S/m]，等価二次導電率を σ_{2e} [S/m] とする．

領域 I において，実際の一次電流の代わりに，一次表面電流を仮定し，電流は y 方向に流れ，その大きさは x 方向に正弦波状に変化しながら v_1[m/s]の同期速度で移動するものとすれば，表面電流密度 j_1[A/m]は(2.7)式のように複素数で表示でき，その実数部が瞬時値を表す．また，表面電流密度の最大値 J_1[A/m]と m 相電流の実効値 I_1[A]との関係は(2.8)式のようになる．

$$j_1 = J_1 e^{j(\pi/\tau)(v_1 t - x)} = J e^{j\{\omega t - (\pi/\tau)x\}} \tag{2.7}$$

$$J_1 = 2\sqrt{2} m \frac{k_w N_{ph}}{p\tau} I_1 \tag{2.8}$$

解析モデルでは，j_1 は y 成分のみを仮定しているので，各領域のベクトルポテンシャル A は y 成分 A_y のみとなり，領域Ⅱ-1 とⅡ-2 の複合二次導体板に対しては次の微分方程式が成立する．

$$\frac{\partial^2 A_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A_y}{\partial z^2} = \sigma\mu\left(\frac{\partial A_y}{\partial t} + v_2 \frac{\partial A_y}{\partial x}\right) \tag{2.9}$$

領域Ⅲのエアギャップと領域Ⅳの一次成層鉄心では次のラプラス方程式が成立する．

$$\frac{\partial^2 A_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A_y}{\partial z^2} = 0 \tag{2.10}$$

各領域のベクトルポテンシャルの解は(2.11)式のような形で求められる．

$$A_y = A_y(z) e^{j\{\omega t - (\pi/\tau)x\}} \tag{2.11}$$

従って，一次表面電流と鎖交する磁束密度の接線成分 $B_{x1}^{\text{Ⅲ}}$[T]と法線成分 $B_{z1}^{\text{Ⅲ}}$[T]はそれぞれ次式で表される．

$$B_{x1}^{\text{Ⅲ}} = \left[-\partial A_y^{\text{Ⅲ}} / \partial z\right]_{z=d_1+d_2+g} = -\mu_0 J_1 e^{j\{\omega t - (\pi/\tau)x\}} \tag{2.12}$$

$$B_{z1}^{\text{Ⅲ}} = \left[-\partial A_y^{\text{Ⅲ}} / \partial x\right]_{z=d_1+d_2+g} = -\mu_0 J_1 j \coth\frac{\pi}{\tau}(g_e + d_2\lambda_2') \times e^{j\{\omega t - (\pi/\tau)x\}} \tag{2.13}$$

(2.13)式で，g_e はスロットの影響をカータ係数 k_c を用いて補正した等価ギャップを表す．

$$g_e = k_c g \tag{2.14}$$

また，$d_2\lambda'_2$ は複合二次導体板の表面 $z=d_1+d_2$ で，二次電流による反作用の影響がどの程度になるかを裏張り鉄板（Ⅱ-1）の電流も含めて厚さ d_2 の導体板（Ⅱ-2）に代表させて等価的

に表したもので，エアギャップ g_e を介して B_{z1}^{III}に及ぼす度合いを示し，次式で求められる．

$$\frac{\pi}{\tau}d_2\lambda_2' = \tanh^{-1}\left\{\frac{\mu_0}{\mu_2}\lambda_2 \tanh\frac{\pi}{\tau}\left(d_2\lambda_2 + d_1\lambda_1'\right)\right\} \tag{2.15}$$

$$\lambda_2 = \sqrt{1 + j\sigma_{2e}\mu_2 s v_1 \tau/\pi} \tag{2.16}$$

ここで，(2.15)式の $d_1\lambda'_1$は，裏張り鉄板（Ⅱ-1）領域が導体板（Ⅱ-2）領域に関与する割合を示し，次式で計算できる．

$$\frac{\pi}{\tau}d_1\lambda_1' = \tanh^{-1}\left\{\frac{\mu_2\lambda_1}{\mu_1\lambda_2}\frac{\dfrac{\mu_1}{\mu_0\lambda_1} + \tanh\dfrac{\pi}{\tau}d_1\lambda_1}{1 + \dfrac{\mu_1}{\mu_0\lambda_1}\tanh\dfrac{\pi}{\tau}d_1\lambda_1}\right\} \tag{2.17}$$

$$\lambda_1 = \sqrt{1 + j\sigma_{1e}\mu_1 s v_1 \tau/\pi} \tag{2.18}$$

ここで，一次表面電流シートの y 方向単位長あたりに誘導される起電力を E_{y1} [V/m]とすると，次式で表される．

$$E_{y1} = -\partial A_{y1}^{\text{III}}/\partial t = v_1 B_{z1}^{\text{III}} \tag{2.19}$$

従って，一次表面電流シートの単位面積あたりの平均有効電力 p_{g1} は，j_1^*を j_1 の共役複素数，R_e を実数部の記号とすれば次式で求められる．

$$p_{g1} = \frac{1}{2}R_e(-E_{y1}j_1^*) = \frac{1}{2}v_1\mu_0 J_1^2 R_e\left\{j\coth\frac{\pi}{2}(g_e + d_2\lambda_2')\right\} \tag{2.20}$$

ここで，LIM の寸法を有限と考え，一次有効面積（$h\tau p$）をかければ一次側からエアギャップを介して二次側に伝達される有効電力 P_{g1}[W]が次式で求められる．

$$P_{g1} = p_{g1}(h\tau p) \tag{2.21}$$

従って，λ'_2を実数部 α'_2と虚数部 β'_2に分けることができれば，片側式 LIM の発生推力 F_x[N]は次式で計算できる．

$$F_x = \frac{P_{g1}}{v_1} = \frac{1}{2}\mu_0 J_1^2 \frac{\sin 2\dfrac{\pi}{\tau}d_2\beta_2'}{\cosh 2\dfrac{\pi}{\tau}(g_e + d_2\alpha_2') - \cos 2\dfrac{\pi}{\tau}d_2\beta_2'}(h\tau p) \tag{2.22-a}$$

$$= \frac{B_m^2}{2\mu_0}\frac{\sin 2\dfrac{\pi}{\tau}d_2\beta_2'}{\cosh 2\dfrac{\pi}{\tau}(g_e + d_2\alpha_2') + \cos 2\dfrac{\pi}{\tau}d_2\beta_2'}(h\tau p) \tag{2.22-b}$$

すべり s の変化に対して，(2.22-a)式は J_1 が一定の場合の推力を表し，(2.22-b)式は B_m が一定の場合の推力を表す．ここで，B_m [T]はエアギャップの磁束密度が正弦波状に分布するものとして，その最大密度を表す．

2.4 リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの構成

本節では，トロリ台車駆動用にリニア誘導モータ（LIM）を適用した場合のクレーンシステムの概要，特徴および課題について紹介する[16]．

2.4.1 提案システムの基本構成

提案システムにおいて，トロリの駆動機構としてリニア誘導モータを採用したシステムのイメージを図 2.9 に示す．すなわち，本システムでは，トロリ側に三相一次巻線を装着した一次鉄心を取付け，軌道（Girder）側の対向する位置に二次導体を設置してリニア誘導モータを構成する．一次巻線には，図示していないインバータなどの電力変換器を介して三相電力が供給され，二次導体との間のギャップに移動磁界を発生する．軌道側のレール間に，トロリ台車側の一次鉄心に対向して設置された二次導体には，この移動磁界を打ち消す方向に電圧が誘起され，二次導体中に渦電流が流れる．この渦電流と移動磁界との相互作用により，トロリ台車と二次導体すなわち軌道との間に直接推進力あるいは制動力が発生する．リニアモータは，回転形モータで駆動された車輪とレール間の摩擦力により推進力を得る粘着駆動方式と異なり，台車上の一次鉄心が軌道側の二次導体との相互作用により直接駆動される非粘着駆動システムである．すなわち，リニアモータ駆動システムでは，リニアモータが発生する推進力が直接台車に作用するので，台車の支持車輪の空転や滑走によりモータの推進力が台車に伝わらないという事態は発生しない．

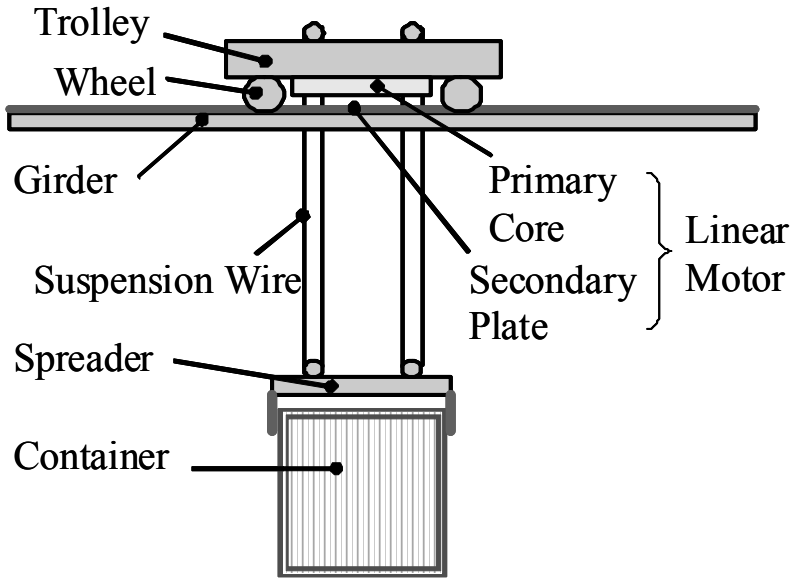


図 2.9　提案システムのイメージ図

したがって，提案システムでは，トロリ台車を駆動するリニアモータが，雨天時やレール凍結時にも確実にトロリ台車を高加減速度で駆動可能である．また，提案システムによれば，トロリ台車の走行に伴うコンテナの揺動を抑制するアクチュエータとして，トロリ駆動用リニアモータを使用することが可能である．

また，40 フィートコンテナを扱う従来システムの仕様を調査した結果に基づいて，提案するリニアモータ駆動システムの概略仕様を表 2.3 のように設定する．ここでは，提案するリニアモータ駆動システムと従来のクレーンシステムとの比較を行うために，トロリの最高速 210 m/min（3.5m/s）と，加減速度 0.7m/s^2 を従来システムと同一としている．表 2.3 に示すように，トロリ駆動用リニアモータの所要推力は 35.7kN，所要出力は 125.0kW となる．国内で運用されているリニア地下鉄において車両下部の台車部に装荷されている LIM（図 2.10）の出力は 120～135 kW 程度であることを考慮すると，トロリ駆動用リニアモータの規模は地下鉄車両駆動用 LIM と同程度のものになるものと考えられる．

表 2.3　リニア駆動コンテナクレーンシステムの概略仕様

コンテナ最大質量	30 ton
スプレッダ質量	10 ton
トロリ（台車）質量	10 ton
ワイヤ総質量	1 ton
可動部最大質量	41 ton
最大トロリ走行速度	210 m/min
最大トロリ加減速度	0.7 m/s^2
リニアモータ所要推力	35.7 kN
リニアモータ出力	125.0 kW

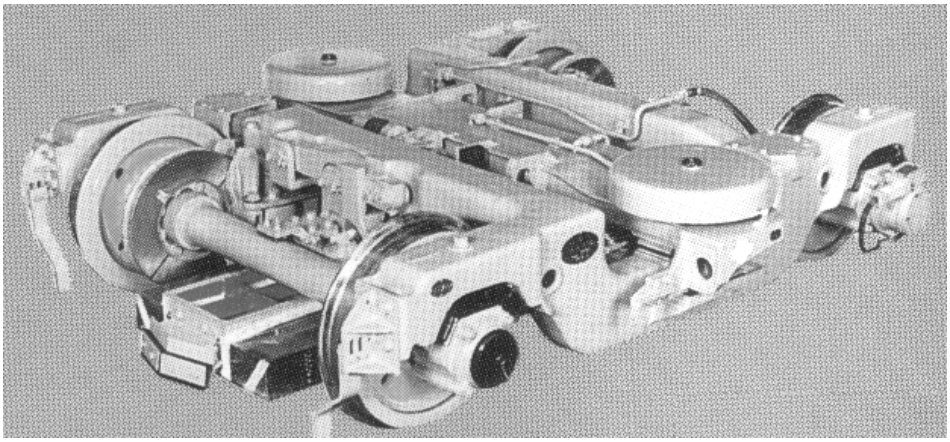


図 2.10　リニア地下鉄用リニアモータ台車

2.4.2 提案システムの特徴および課題

提案するリニアモータ駆動コンテナクレーンシステムは，以下のような利点を有する．

（1） トロリ台車駆動機構が簡素であるため保守性が良い

（2） レールの濡れや凍結などと無関係に安定で確実な荷役作業が可能

（3） コンテナの揺動抑制機構の簡素化が可能

一方，提案システムは以下のような課題を有する．

（i） リニアモータでのコンテナ揺動抑制制御のため，コンテナ揺れ角を正確に検出する必要がある．

（ii） リニアモータシステム共通の課題として，初期コストの増大，モータ効率の低下が想定される．

したがって，提案システムの実現を目指すには，コンテナ揺れ角検出手法の開発と，コンテナ揺動抑制とトロリ台車の駆動制御との整合を図った統合制御システムの開発が必要である．

2.5 提案システムの解析モデル

本節では，以降の章で使用した解析モデルについて詳述する．システムの解析モデルを図 2.11 に示す．ここで，解析を容易にするために，スプレッダとコンテナは一体であると仮定する．また，ワイヤの質量は長さの変化に伴って変わらないこととする．さらに，ワイヤ・スプレッダ・コンテナの質量はコンテナの重心に集中しているものと仮定する．トロリの質量を M [kg]，中心位置を P_t (x_t, 0)，駆動機構の発生推力を f_a [N]，吊下げ部（ワイヤ・スプレッダ・コンテナ）の質量を m [kg]，中心位置 P_c(x_c, z_c)，吊下げワイヤの長さを l [m]，コンテナの鉛直軸に対する角度を θ_s [rad]とし，トロリ支持車輪の摩擦係数を c_t [Ns/m]，吊下げワイヤを支持するシーブの摩擦係数を c_c [Ns/m]とする．

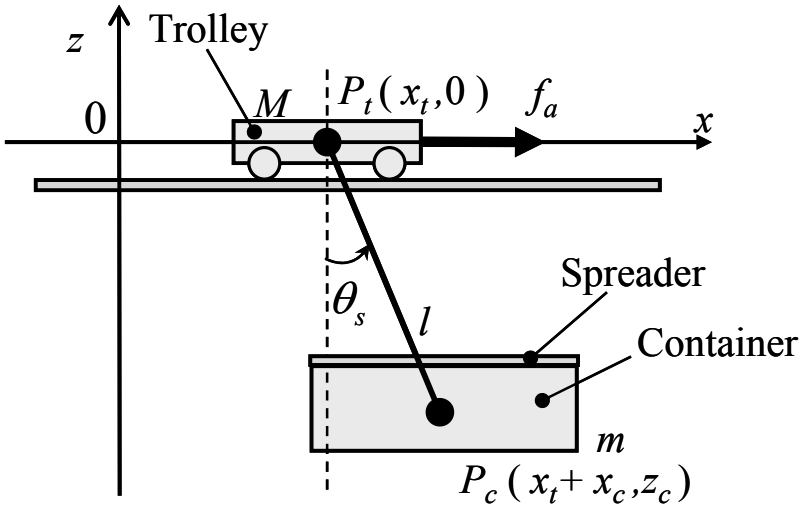


図 2.11　解析モデル

トロリ台車の位置と速度，ワイヤの揺れ角とその変化速度の関係は次式で表せる．

$$x_c = x_t + l\sin\theta_s \tag{2.23}$$

$$z_c = -l\cos\theta_s \tag{2.24}$$

$$\dot{x}_c = \dot{x}_t + l\dot{\theta}_s\cos\theta_s \tag{2.25}$$

$$\dot{z}_c = l\dot{\theta}_s\sin\theta_s \tag{2.26}$$

また，この系の運動エネルギーK，位置エネルギーU，および Lagrange 関数 L=K-U（K：台車と荷を合計した運動エネルギー，U：ポテンシャルエネルギー）は，それぞれ(2.27)～(2.29)式で表される．

$$K = \frac{1}{2}M\dot{x}_t^{\,2} + \frac{1}{2}m\left(\dot{x}_c^{\,2} + \dot{z}_c^{\,2}\right) \tag{2.27}$$

$$U = -mgl\cos\theta_s \tag{2.28}$$

$$\begin{aligned} L &= K - U \\ &= \frac{1}{2}ml^2\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}(M+m)x_t^{\,2} + ml\dot{\theta}_s\dot{x}_t\cos\theta_s + mgl\cos\theta_s \end{aligned} \tag{2.29}$$

また，支点の運動を考慮した散逸関数 F は次式で表される．

$$\begin{aligned} F &= \frac{1}{2}c_c\left(\dot{x}_c^{\,2} + \dot{z}_c^{\,2}\right) + \frac{1}{2}c_t\dot{x}_t^{\,2} \\ &= \frac{1}{2}c_c l^2\theta_s^{\,2} + \frac{1}{2}(c_c + c_t)\dot{x}_t^{\,2} + c_c l\dot{\theta}_s\dot{x}_t\cos\theta_s \end{aligned} \tag{2.30}$$

ここで, Lagrange 関数 L と散逸関数 F の θ_s に関する偏微分に関して(2.31)～(2.34)式を得る．

$$\frac{\partial L}{\partial\dot{\theta}_s} = ml^2\dot{\theta}_s + ml\dot{x}_t\cos\theta_s \tag{2.31}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{\theta}_s}\right) = ml^2\ddot{\theta}_s - ml\dot{x}_t\dot{\theta}_s\sin\theta_s + ml\ddot{x}_t\cos\theta_s \tag{2.32}$$

$$\frac{\partial L}{\partial\theta_s} = -mgl\sin\theta_s - ml\dot{\theta}_s\dot{x}_t\sin\theta_s \tag{2.33}$$

$$\frac{\partial F}{\partial\dot{\theta}_s} = c_c l^2\dot{\theta}_s + c_c l\dot{x}_t\cos\theta_s \tag{2.34}$$

従って，θ_s 方向の外力は存在しないことを考慮すると，θ_s に関する Lagrange の方程式は次式で与えられる．

$$\begin{aligned}&\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_s}\right)-\frac{\partial L}{\partial \theta_s}+\frac{\partial F}{\partial \dot{\theta}_s}\\&=ml^2\ddot{\theta}_s+mgl\sin\theta_s+c_c l^2\dot{\theta}_s+ml\ddot{x}_t\cos\theta_s+c_c l\,\dot{x}_t\cos\theta_s\\&=0\end{aligned}\tag{2.35}$$

同様に，ラグランジュ関数 L と散逸関数 F の x_t に関する偏微分に関して(2.36)〜(2.39)式を得る．

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_t}=(M+m)\dot{x}_t+ml\dot{\theta}_s\cos\theta_s \tag{2.36}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_t}\right)=(M+m)\ddot{x}_t+ml\ddot{\theta}_s\cos\theta_s-ml\dot{\theta}_s{}^2\sin\theta_s \tag{2.37}$$

$$\frac{\partial L}{\partial x_t}=0 \tag{2.38}$$

$$\frac{\partial F}{\partial \dot{x}_t}=(c_c+c_t)\dot{x}_t+c_c l\dot{\theta}_s\cos\theta_s \tag{2.39}$$

x_t 方向には外力 f_a が作用しているので，$u=f_a$ とすれば，x_t に関する Lagrange の方程式として次式を得る．

$$\begin{aligned}u&=\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_t}\right)-\frac{\partial L}{\partial x_t}+\frac{\partial F}{\partial \dot{x}_t}\\&=(M+m)\ddot{x}_t+ml\ddot{\theta}_s\cos\theta_s-ml\dot{\theta}_s{}^2\sin\theta_s+(c_c+c_t)\dot{x}_t+c_c l\dot{\theta}_s\cos\theta_s\end{aligned}\tag{2.40}$$

上記に示した(2.35)式と(2.40)式から，次の運動方程式を得る．

$$l\ddot{\theta}_s+\ddot{x}_t\cos\theta_s=-\frac{c_c}{m}l\dot{\theta}_s-g\sin\theta_s-\frac{c_c}{m}\dot{x}_t\cos\theta_s \tag{2.41}$$

$$(M+m)\ddot{x}_t+ml\ddot{\theta}_s\cos\theta_s=u+ml\dot{\theta}_s{}^2\sin\theta_s-(c_c+c_t)\dot{x}_t-c_c l\dot{\theta}_s\cos\theta_s \tag{2.42}$$

(2.41)式，(2.42)式によって，トロリの走行速度やコンテナの揺れ角 θ_s などの特性を求めることができる．

上式で示したように，本システムは，トロリ台車の直線運動とワイヤで吊り下げられたコンテナの揺動とが連成したシステムであり，トロリ台車駆動機構によってコンテナの揺動抑制制御をも行えることが分かる．しかしながら，支持車輪とレール間などの摩擦に依存する従来の回転形モータ駆動システムによって，コンテナ揺動抑制制御のためのトロリ台車の頻繁な加減速駆動を実現することは極めて困難である．提案する統合制御システムは，トロリ台車駆動機構をリニアモータとすることによって初めて実現できるものと考える．

第 3 章

リニア駆動システムの特性検討と課題

3.1 はじめに

前章において提案したリニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおける諸特性を知る必要がある．本章では，その諸特性を実際の運転を模擬した走行シミュレーションにより検討した結果を述べ，さらにコンテナの揺動を小さくする推力制御の方法を検討した結果を述べる[17][18]．

3.2 リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの基礎特性

前章に示した(2.41)式，(2.42)式をもとに，コンテナ（スプレッダ）の揺動抑制とトロリ駆動を兼用するリニアモータに要求される仕様を MATLAB/Simulink を使用してシミュレーションにより検討した．今回，Simulink で作成したブロック図を図 3.1 に示す．また，今回シミュレーションに用いたパラメータを表 3.1 に示す．

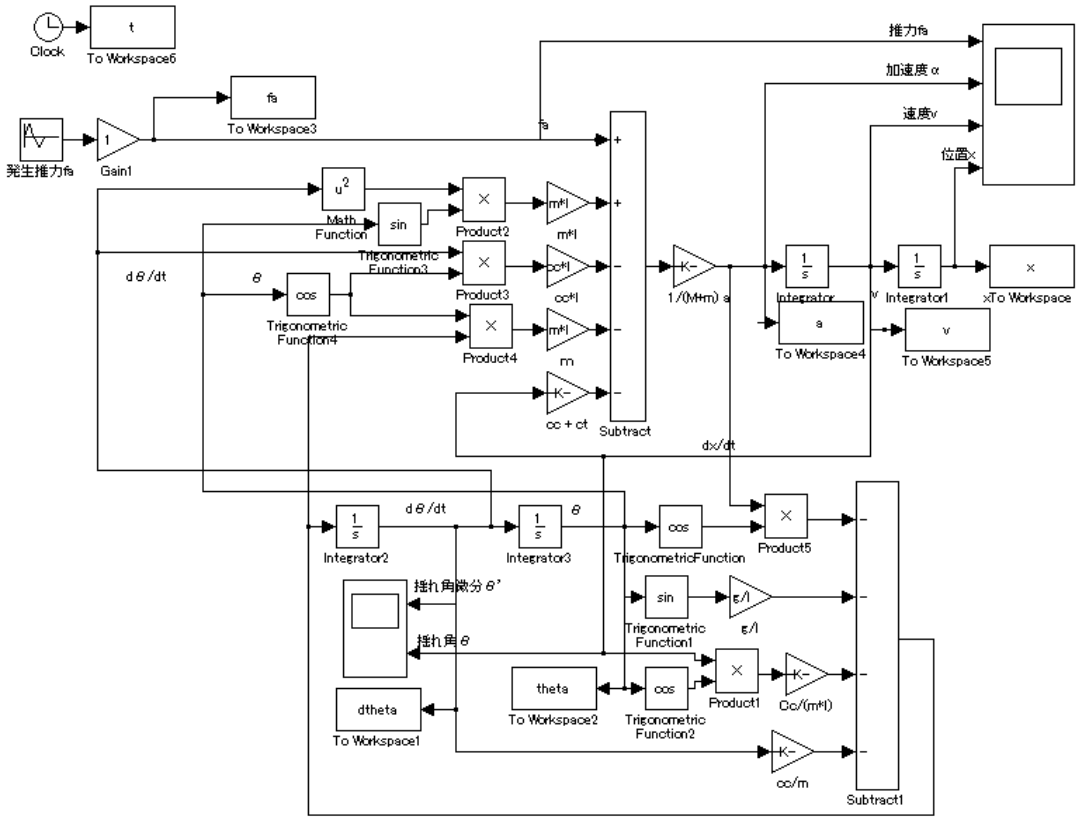


図 3.1　シミュレーションツール（ワイヤ長さ固定時）

表 3.1　シミュレーションに用いたパラメータ

Mass of Trolley (M)	10 ton
Total Mass of Hanged Part (m)	41 ton
Wire Length (l)	3.0 m
Friction Coefficient of Wheels (c_c)	0.05 Ns/m
Friction Coefficient of Sheaves (c_t)	0.05 Ns/m

リニアモータの推力を 35.7 kN 一定として，トロリ台車を最大速度 210m/min（=3.5m/s）まで加速したときの，リニアモータ発生推力 f_a [kN]，トロリ台車の走行速度 v [m/s]，スプレッダの揺れ角の時間微分 $d\theta/dt$ [rad/s]，スプレッダの揺れ角 θ [rad]の時間変化の様子を図 3.2 に示す.

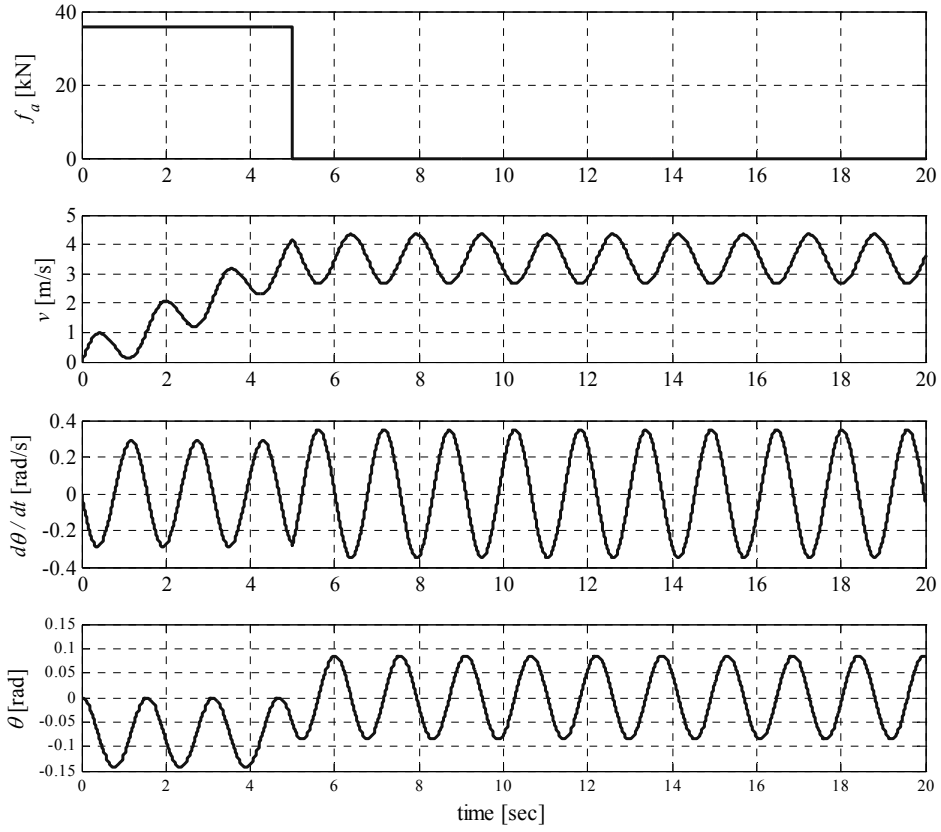


図 3.2　一定推力加速時の走行特性

図から分かるように，推力一定制御で加速運転した場合，トロリ台車の加速時にはスプレッダは 0～-0.15rad（-8.6 度）の範囲で揺動しながら走行することが分かる．また，推力停止後におけるスプレッダの揺れ幅は約±0.1rad（±5.8 度）の範囲で揺動しながら走行することが分かる．図より，この推力停止後の揺れ幅は，推力停止時（t=5sec）における揺れ幅を初期値として決定されるものと推測できる．図 3.2 の例では，加速中，最高速度で走行中ともにスプレッダの揺れ幅が大きいことが分かる．また，トロリ台車は，スプレッダの揺動の影響を

受けて定速運転中にもかかわらず速度に脈動が生じていることも分かる．そこで，トロリ台車の加速中，最高速度で走行中におけるスプレッダの揺れ幅を小さくする加速方法について以下に検討する．

3.2.1 揺れ幅を小さくする加速方法

推力を始動時の 0 から 10 秒後に最大値となるように増加し，最高速度になるような加速運転をした場合の走行特性を図 3.3 に示す．

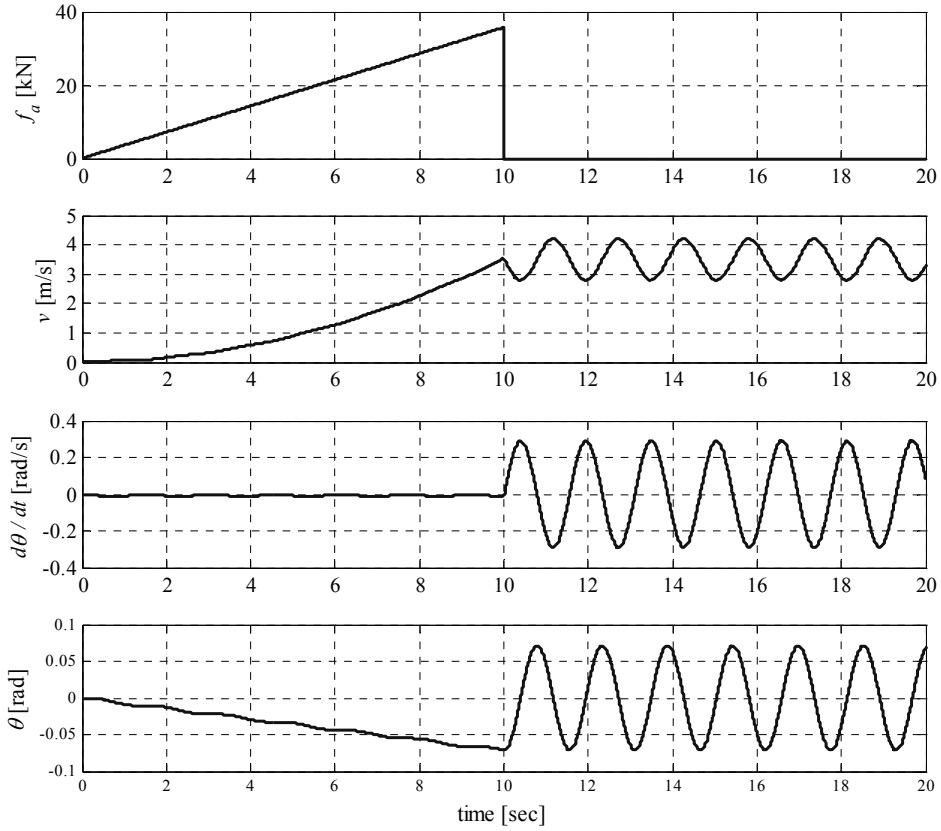


図 3.3　推力を直線上に増大したときの走行特性

このような運転をすると，トロリの速度は二次曲線状に増加し，トロリ台車の加速中は，スプレッダの揺れ幅の変化率が非常に小さい値となることが分かる．しかしながら，スプレッダの揺れ幅は，徐々に増加して 10 秒後には約-0.07rad（-4.1 度）となり，そのまま最高速度での定速走行時における揺れ幅となることが分かる．また，トロリ台車は，定速運転中にもかかわらずスプレッダの揺動の影響を受けて速度に脈動が生じていることも分かる．

次に，最高速度到達時に推力を小さくしてスプレッダの揺れ幅を小さくする例として，加速期間中の推力を三角波状に変化させた場合の走行特性を図 3.4 に示す．この場合，トロリは，始動時と最高速度到達時の速度の時間変化がゼロ，すなわち，速度-時間特性が三次曲線状になるように加速される．

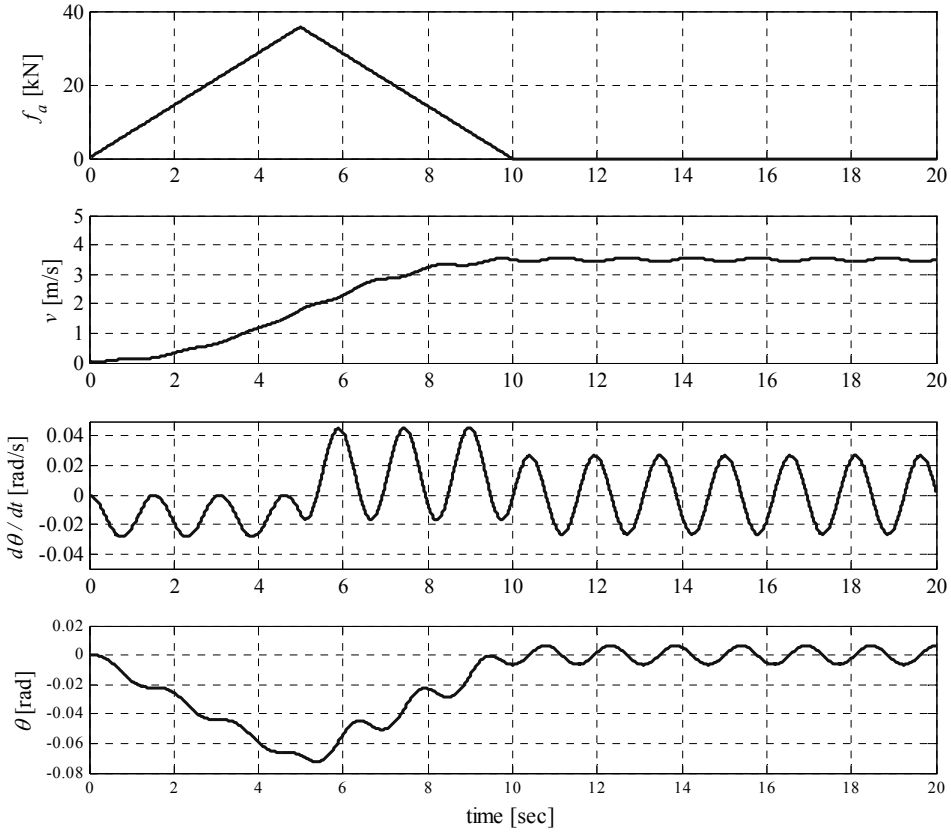


図 3.4 三次曲線状に加速をしたときの走行特性

このシミュレーション結果から，最高速度で走行中の揺れ幅は約±0.007rad（±0.4 度）であることが分かる．よって，このような加速法を採用することでスプレッダの揺れ幅を非常に小さくする運転が可能であることが分かる．また，トロリ台車は，スプレッダの揺動の影響を受けて定速運転中にもかかわらず速度に少しながら脈動が生じていることも分かる．しかし，推力減少区間では急激な推力変化となっているため，その間の揺れ幅は増大している．この問題を解決するには，台形波状のような推力変化をすれば改善すると考えられる．

以上の結果から，最高速度で定速走行している場合のスプレッダの揺れ幅を小さくするには，最高速度到達時のスプレッダの揺れ幅を小さくすることが効果的であることが分かる．

3.2.2 加速度を検討したシミュレーション

図 3.3，図 3.4 では定速走行時におけるスプレッダの揺れ幅を小さくするような運転方法を検討したが，最高速度到達時間が 10 秒と，前章表 2.3 に示したモデルに比べて加速度が小さくなっている．リニアモータ駆動システムの特徴の一つは，高速運転である．リニアモータの最大推力を前章表 2.3 に示したモデルの 1.5 倍(約 53.6kN)とし，加速度も同程度(約 0.7m/s^2)となるようにした場合のシミュレーション結果を以下に示す．

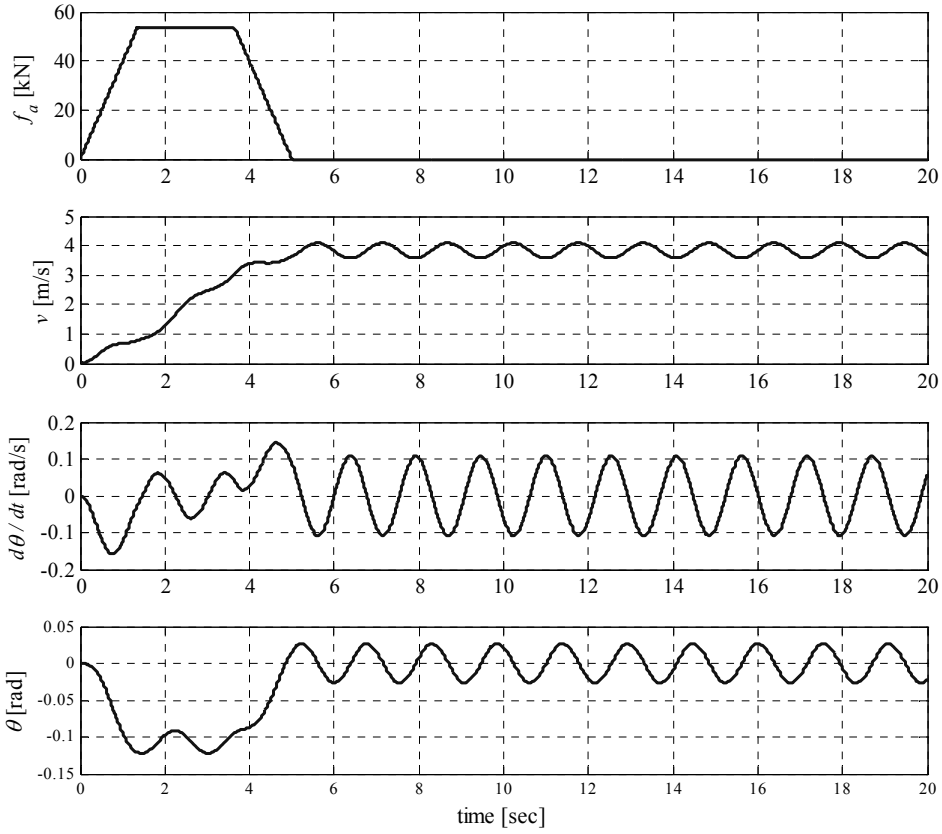


図 3.5　加速度を検討した走行特性

このとき，図 3.5 は今までの知見を基にしてスプレッダの揺動をある程度抑えるために，リニアモータの推力を台形波状に増減させた場合のシミュレーション結果である．前章表 2.3 に示したモデルより 1.5 倍の推力を発生可能なリニアモータを使用することで，5 秒後に同程度の速度（加速度）を得ることができることが可能であると分かる．しかしながら，図 3.5 では定速走行時のスプレッダの揺れ幅が大きくなっていることが分かる．また前述の通り，定速走行時のスプレッダの揺れは，最高速度到達時におけるスプレッダの揺れ幅を初期値として揺動するものと推測される．

3.2.3 コンテナの揺動周期を検討したシミュレーション

図 3.6 は，図 3.5 の走行特性の拡大図である．リニアモータの推力が増加する時間 t_1，推力一定の時間 t_2，推力が減少する時間 t_3 のそれぞれが，コンテナの揺動周期の整数倍になっていないことが分かる．そのために，t_1， t_2， t_3 それぞれの期間終了時におけるコンテナの揺れ幅の位相が, 次の期間における揺れ幅の大きさの基準として, スプレッダは揺動している．そして，定速走行時まで揺動が引き続いている．よって，リニアモータの発生推力の増加時間 t_1，一定推力時間 t_2，推力の低減時間 t_3 のそれぞれが，振り子系の揺動周期の整数倍となるような台形波制御をすれば良いことが考えられる．

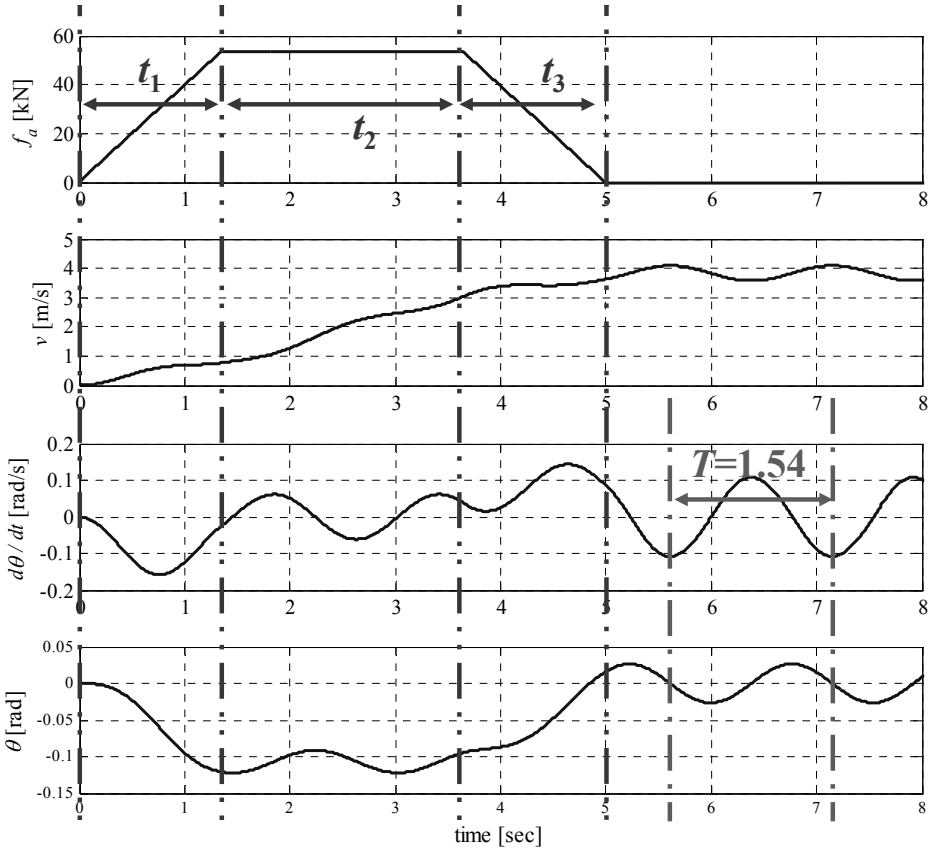


図 3.6　走行特性の拡大図

図 3.6 から, コンテナの揺動周期 T=1.54 s である. そこで, 推力を, $0<t_1<2T$ で増加, $2T<t_2<2.5T$ で一定，$2.5T<t_3<4.5T$ で減少する台形波状に変化させトロリを加速するようにした．そのときの走行特性を図 3.7 に示す.

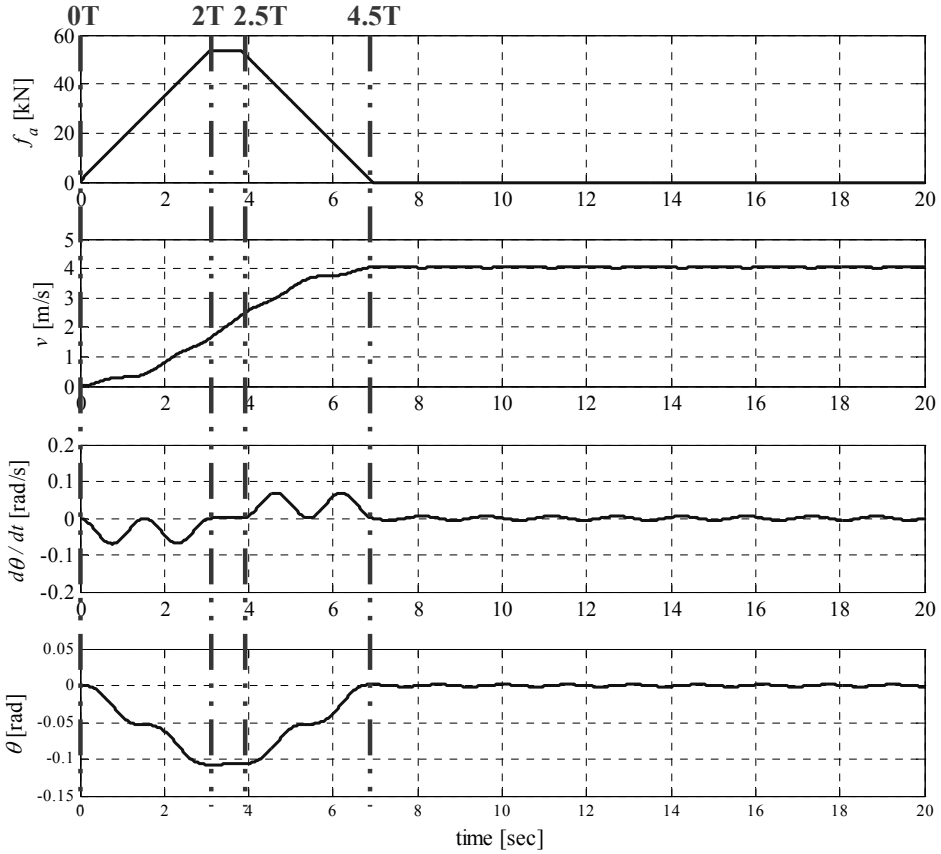


図 3.7　揺動周期の整数倍としたときの加速特性

図 3.7 から，加速中の揺れ幅，定速走行時の揺れ幅がともに小さくなることが確認できた．このように推力の変化時間をコンテナの揺動周期の整数倍にすることでスプレッダの揺れ幅を大幅に減少させることが可能であると分かった．

3.2.4 コンテナ搬送を考慮したシミュレーション

次に，これまでの知見を基にコンテナを所定の位置（40m）までコンテナを搬送することを考慮したシミュレーションを行った．その結果を図 3.8 に示す．

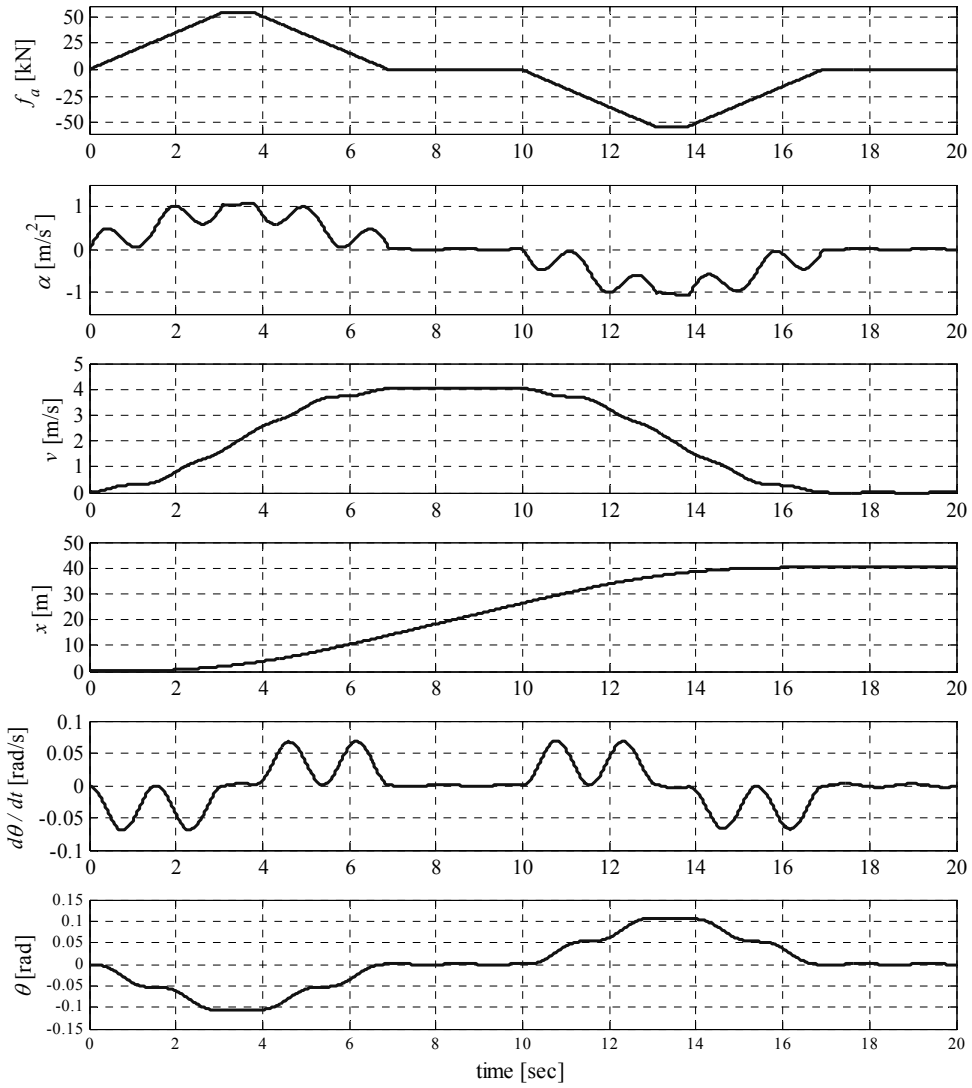


図 3.8　加減速を考慮した走行特性

減速時における推力特性も，加速時における推力特性と同じようにすることでトロリ台車の定速運転中のスプレッダの揺れ幅を抑えることができる．しかしながら，最高速度と停止時のコンテナの揺動は極めて小さい値となるが，台車の加減速時にはコンテナが大きく揺れるだけでなく，コンテナの揺動の反作用を受けてトロリ台車の速度が大きく変化することがわかる．

これまでの検討結果より，トロリ（台車）駆動用リニアモータの発生推力を台形波上に変化させると，コンテナの揺動をある値以下に抑制しながらトロリを加速することが可能であ

ること，また，この場合，推力の変化時間を周期の整数倍にすることでスプレッダの揺れ角の変動を大幅に減少させることが可能であること，また，リニアモータの制動力を台形波状に変化させて停止位置決めをする場合，減速開始位置をコンテナの揺動周期に応じて決定することにより，コンテナの揺動が小さい状態で定位置停止させることが可能であることが分かった．このような高加減速運転は，リニアモータによる非粘着駆動によって始めて実現可能となるものであり，従来の車輪駆動方式のシステムでは到底実現できないものである．

3.2.5 ワイヤ長さの変化を考慮したシミュレーション

実際のコンテナターミナルにおける荷役作業では，スプレッダがコンテナ船上のコンテナを掴んだ後，トロリ台車はワイヤの長さを変化させながらコンテナヤードにあるトラック上に運ぶ．実システムモデルを対象としたシミュレーションを行うことにより，リニア駆動システムの特性を検証する．このようにコンテナをコンテナ船から岸壁まで運搬することを考慮し，ワイヤ長さ l が変化する場合（ここでは，ワイヤ長さ l の変化を 20～14m，14m 一定，14～29m とし，ワイヤ巻上げ速度は 1.5m/s とした）のシミュレーションを行った．このとき，(2.41)式，(2.42)式の l を時間の関数とし，図 3.1 に示すシミュレーションツールを，ワイヤ長さが可変する場合にも対応できるようにした（図 3.9 参照）．

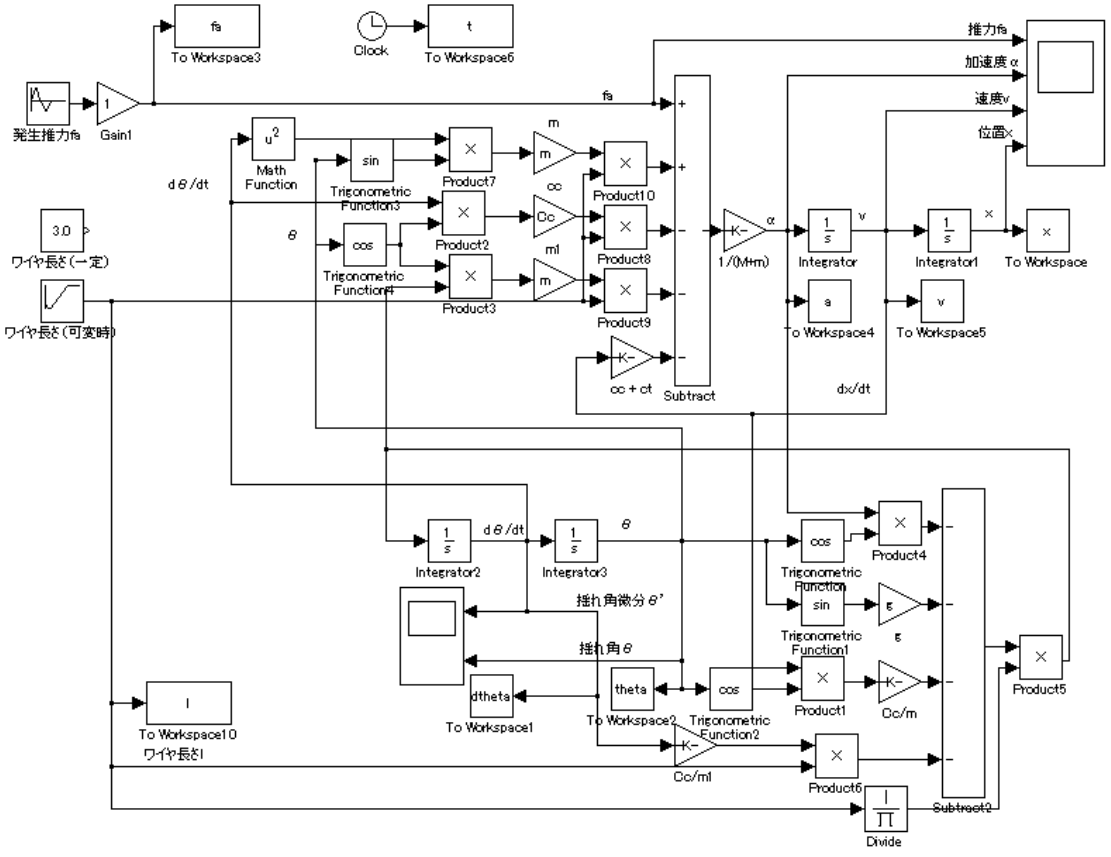


図 3.9　シミュレーションツール（ワイヤ長さ可変時）

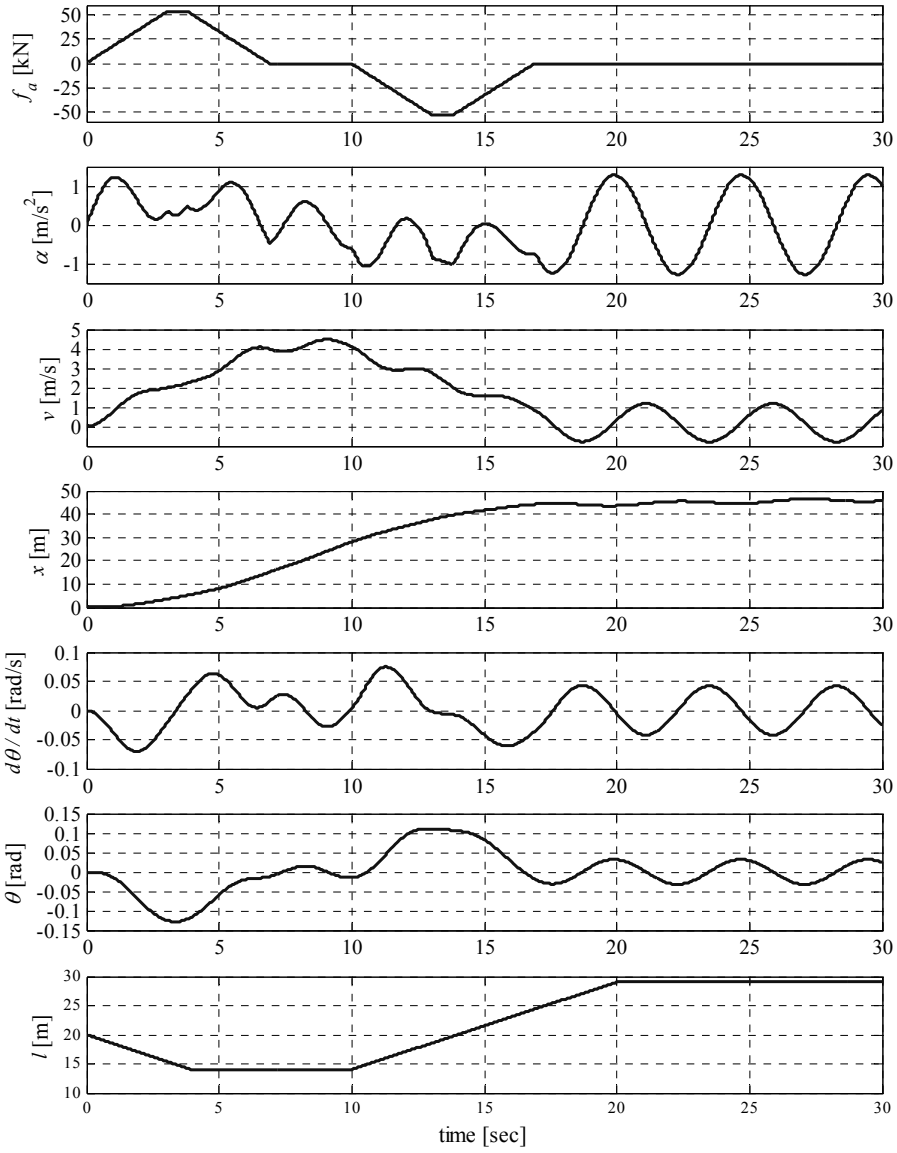


図 3.10　ワイヤ長の変動を考慮した走行特性

これまでの知見を基にして，コンテナの揺動を抑えるようにシミュレーションを行った．そのシミュレーション結果を図 3.10 に示す．図より，ある程度コンテナの揺れ幅を抑えながら走行可能であることが分かった．しかしながら，停止後にスプレッダの揺動が残っているためにトロリ台車が前後動していることが確認できる．このコンテナの揺動，トロリ台車の前後動を抑えてからトラックに積まなければならないので，推力停止後におけるコンテナの揺動，トロリ台車の前後動をも抑えなければならない．

このように，ワイヤの長さが変わる場合にはコンテナの揺れ角を検出し，制御する必要があることが分かった．コンテナの実際の揺れ角がコンテナ揺れ角目標値と比べてどの程度ずれているかを検出する必要がある．そして，コンテナ揺れ角の偏差をトロリ駆動用リニアモータの推力制御系にフィードバックすることにより，コンテナの揺動を抑えたトロリ駆動制御が実現できるものと期待できる．

3.3 まとめ

コンテナクレーンシステムにおける荷役作業を高速化するものと期待されるリニアモータ駆動システムの特性を検討した．前章で紹介した解析モデルにおけるシミュレーションツールを MATLAB/Simulink で作成し，それを用いて検討・解析を行った．リニアモータ制御システムを構築するにあたり，スプレッダの揺動とトロリ台車の走行特性との関係を以下に示すシミュレーションにより明らかにした．

- 定推力におけるシミュレーション
- 加速度を検討したシミュレーション
- コンテナの揺動周期を検討したシミュレーション
- コンテナ搬送を考慮したシミュレーション
- ワイヤ長を考慮したシミュレーション

その結果，スプレッダを吊り下げるワイヤの長さが一定ではあるが，スプレッダの揺動をある程度以下に抑えながらトロリを走行させる運転方法について以下の対策方法が分かった．

- 最高速度到達時のスプレッダの揺れ幅を小さくすること
- 推力の変化時間をコンテナの揺動周期の整数倍にすること

また，減速時における推力特性も，加速時と同様にすることでスプレッダの揺れ幅を抑えることが分かった．リニア駆動システムにおいて，様々な推力をトロリ台車に加え，トロリ台車が走行するときのスプレッダ部に積載されたコンテナの揺動をシミュレーションにより解析を行った結果を述べた．

これまでの検討結果から，トロリ台車の定速走行時，および，トロリ台車停止後のコンテナの揺れ角は，トロリ台車の最高速度到達時，および，推力停止時における揺れ角を初期値とする揺動が持続することが分かった．そこで，スプレッダ，コンテナとワイヤで構成される振り子系の周波数や位相に着目し，加減速時間を，揺動しているコンテナの揺動周波数の整数倍の時間に一致させるようにすることで，定速走行時，停止時のスプレッダの揺れ角を大幅に減少させることが可能であることを示した．しかし，実際のシステムではワイヤの長さは変化し，それに伴ってコンテナの揺動周期も変化するため，このような加減速時間の調整による手段で揺動を抑制する方式には限界があると考えられる．

そこで，提案システムの実現を目指すには，本章で示したリニア駆動システムの諸特性を理解した上で，コンテナの揺れ角検出手法の開発と，コンテナ揺動抑制とトロリ台車の駆動制御との整合を図った統合制御システムの開発が必要である．コンテナの揺動を抑えながら所定の荷役処理を行なうためにリニアモータを制御する場合，先ず，コンテナの揺れ角を検出することが重要である．コンテナの揺れ角を検出する方法には様々な手法が考えられる．

次章に，コンテナの揺動抑制制御に必要となるコンテナの揺れ角を検出する新たな手法として，トロリに装着した加速度センサの出力からコンテナの揺れ角を推定する方法を詳述し，その有効性を小形の実験装置とシミュレーションにより検討した結果を述べる．

第 4 章

加速度センサを利用したコンテナ揺れ角の検出方法

4.1 はじめに

コンテナの揺動を抑えながら所定の荷役処理を行なうためにリニアモータを制御する場合，先ず，コンテナの揺れ角を検出し，リニアモータ制御システムにフィードバックする必要がある．また，検出する際に複雑な計測装置や，信号技術などが必要でない簡便な揺れ角検出方法の開発が期待されている．コンテナの揺れ角を検出する方法としては，吊下げワイヤ用のシーブに作用する垂直方向と進行方向の荷重を計測してワイヤの角度を間接的に計測する，シーブ部を撮影して画像処理によりワイヤの角度を計測する，などの方法が考えられる．しかしながら，これらの方法は複雑な計測装置や信号処理技術が必要となる．

そこで，本章では，提案しているシステムにおいてコンテナの揺れ角を推定する方法の検出原理，検出性能などについての検討した結果を述べる[19][20]．そして，シミュレーションと小形実験装置による実験結果によりその有効性を検証した結果について述べる[21]．

4.2 コンテナ揺れ角検出方法

本節では，トロリ台車に加速度センサを取り付けて進行方向の加速度変化を計測し，トロリに作用するコンテナの揺動の反作用力を検出することによって，間接的にコンテナの揺れ角を推定する方法を提案する[21]．その加速度センサを利用したコンテナ揺れ角検出法の検出原理，検出方法の課題，検出性能についての検討した結果を述べる．

4.2.1 加速度センサによる検出方法の検出原理

図 4.1 は，揺動しているコンテナの反力としてトロリが受ける力と，トロリに装着した加速度センサの出力値との関係を説明するための図である．

先ず，トロリに加速度センサを取り付けて，トロリに作用する進行方向の加速度 α_s を検出する．以下，この検出結果を使用して，下記の手順により，コンテナの揺れ角 δ [rad]を推定する．

トロリの質量は設計値の M [kg]であるとし，吊下げ部の質量（ワイヤ・スプレッダ・コンテナの合計質量）を m [kg]とする．吊り下げ部の質量に関しては，ワイヤとスプレッダついては設計値（または実測値）を使用するが，コンテナの質量に関しては，荷主が申告した質量を使用することが現実的であると考えられる．また，台車の発生推力を f_a [N]，吊下げワイヤに加わる引っ張り力を T [N]とする．

図 4.1 から，吊下げワイヤに加わる引っ張り力 T の鉛直方向成分とコンテナに作用する重力が平衡（$T\cos\delta=-mg$）し，T の水平方向成分がトロリの進行方向に作用する反力となるこ

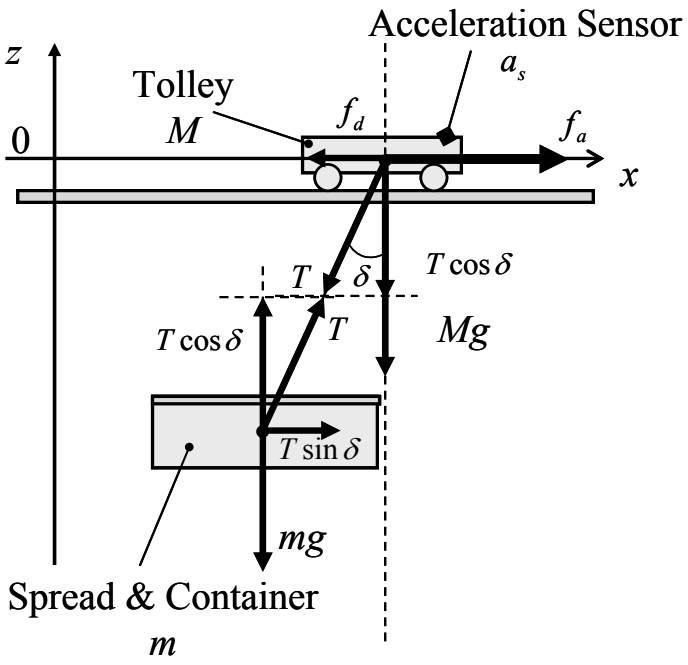


図 4.1　揺れ角検出システムの解析モデル

とが分かる．すなわち，コンテナの揺動の反作用としてトロリに作用する力 f_d を次式から求めることができる．

$$f_d = -mg\tan\delta \tag{4.1}$$

トロリの支持車輪による抵抗を無視すると，トロリにはリニアモータが発生する推力 f_a とコンテナの反作用力 f_d が作用し，次式で表される加速度を受けて走行するものと見なすことができる．ここで，$c_t\int\alpha_s dt$ は，トロリ台車が受ける走行抵抗を示している．

$$a_s = \frac{f_a - f_d - c_t\int\alpha_s dt}{M} \tag{4.2}$$

加速度センサの出力が(4.2)式で与えられるものとすれば，トロリに取り付けた加速度センサの出力信号 α_s から，コンテナの揺動の反作用としてトロリに作用する力 f_d は(4.3)式によって推定することができる．

$$f_d = -M\alpha_s + f_a - c_t\int\alpha_s dt \tag{4.3}$$

ここで，(4.3)式 f_d を(4.1)式に代入した(4.4)式により，コンテナの揺れ角 δ を推定することができる．

$$\delta = \tan^{-1}\left(\frac{M\alpha_s - f_a + c_t\int\alpha_s dt}{mg}\right) \tag{4.4}$$

トロリの走行速度が一定，もしくは，加減速度が非常に小さい場合には，(4.4)式によって，鉛直軸に対するコンテナ揺れ角を推定することが可能であると考えられる．

しかしながら，リニア駆動式クレーンシステムの特徴である高加減速運転を行なう場合，コンテナは鉛直軸に対して，平均加（減）速度に相当する角度を中心に揺動することになる．この平均加（減）速度 α_0 は，リニアモータの推力 f_a とトロリと吊下げ部の総質量から次式で推定される．

$$\alpha_0 = \frac{f_a}{M+m} \tag{4.5}$$

コンテナに加わる加減速度が(4.5)式で示されるような運転をした場合，コンテナは加減速時に一定の角度を維持するだけで，無用の揺動（振動）をすることなく所定位置までの荷役処理を行なうことができる．(4.5)式で与えられる加速度に相当するコンテナの揺れ角 β [rad] は次式から求められる．

$$\beta = \tan^{-1}\left(-\frac{f_a}{(M+m)g}\right) \tag{4.6}$$

本稿が対象とするリニア駆動クレーンシステムにおいては，高加減速時および定速走行時のコンテナの揺れ角が(4.6)式となるようにトロリ駆動用リニアモータの推力を制御する．言い換えると，コンテナの揺れ角目標値に相当する(4.6)式の β に対して，コンテナの実際の揺れ角 δ がどの程度ずれているかを検出する必要がある．そこで，次式により，コンテナの揺れ角目標値に対する偏差 γ を算出する．

$$\gamma = \delta - \beta \tag{4.7}$$

(4.4)式から得られたコンテナ揺れ角の推定値 δ を，トロリ駆動用リニアモータの推力制御系にフィードバックすることにより，コンテナの揺動を抑えたトロリ駆動制御が実現できるものと期待できる．提案方法は，他の方法に比べて，低コスト，高精度，簡素などの利点を有するものと考えられる．

4.2.2 加速度センサによる検出方法の課題

提案したコンテナ揺れ角の推定方法は，いくつかの仮定のもとに構築されたものであり，実際のシステムに適用する場合には，下記のような課題があると考えられる．

(1) トロリに装着する加速度センサの検出精度を確保するため，トロリ支持車輪摩擦や軌道の不整などによる外乱やノイズを可能な限り排除する必要がある．

(2) トロリ台車の質量 M や，吊下げ部の総質量 m の設定誤差に対する検出精度のロバスト性を検討する必要がある．特に，コンテナの質量については荷主の申告質量が実際の質量と異なることが想定されるので，十分な検討が必要である．

(3) コンテナの吊下げワイヤの長さの設定誤差に対する検出精度のロバスト性を確保する必要がある．

4.3 シミュレーションによるセンサ性能の検討

前章 3.2.4 で紹介したコンテナを所定位置（40m）まで運搬する場合のシミュレーションを行って，提案するコンテナ揺れ角検出方法の妥当性を検討する．今回，使用した Simulink で作成したシミュレーションツールを図 4.2 に示す．また，シミュレーションに用いたパラメータを表 4.1 に示す．

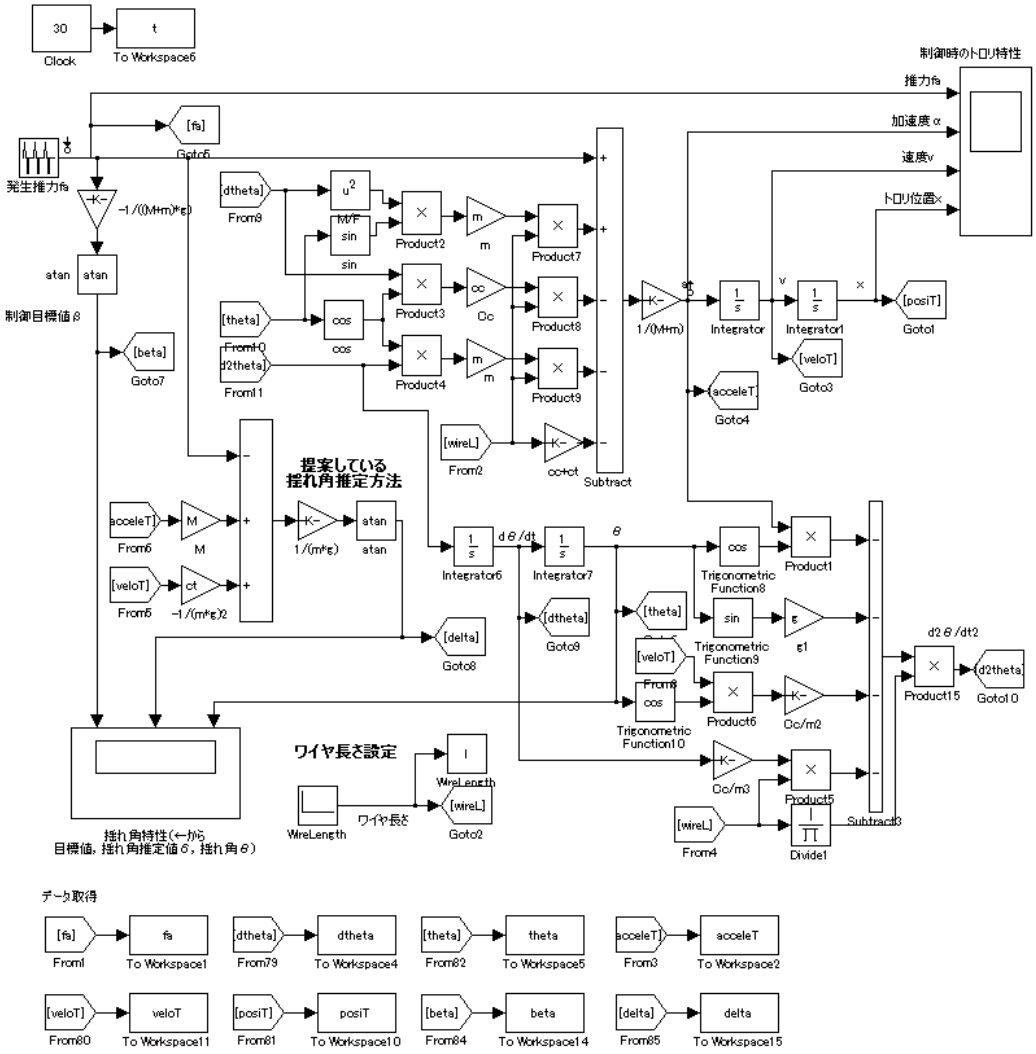


図 4.2　シミュレーション用 Simulink ブロック図

表 4.1　シミュレーションに使用したパラメータ

Mass of Trolley (M)	10.0 ton
Mass of Container (m_c)	30.0 ton
Total Mass of Hanged Part (m)	41.0 ton
Wire Length (l)	3.0 m
Friction Coefficient of Wheels (c_c)	0.05 Ns/m
Friction Coefficient of Sheaves (c_t)	0.05 Ns/m

4.3.1 加速度センサを用いたコンテナ揺れ角検出特性

図 4.3 に，リニアモータの最大推力を 53.4kN とし，前章で得られた知見を基にコンテナの揺動を比較的抑えた場合のシミュレーション結果を示す．図は上から，リニアモータの発生推力 f_a，トロリ台車の走行速度 v，提案手法によるコンテナの揺れ角推定値 δ，コンテナ揺れ角制御目標値 β，コンテナ揺れ角の制御目標値との偏差 γ の時間変化を示す．

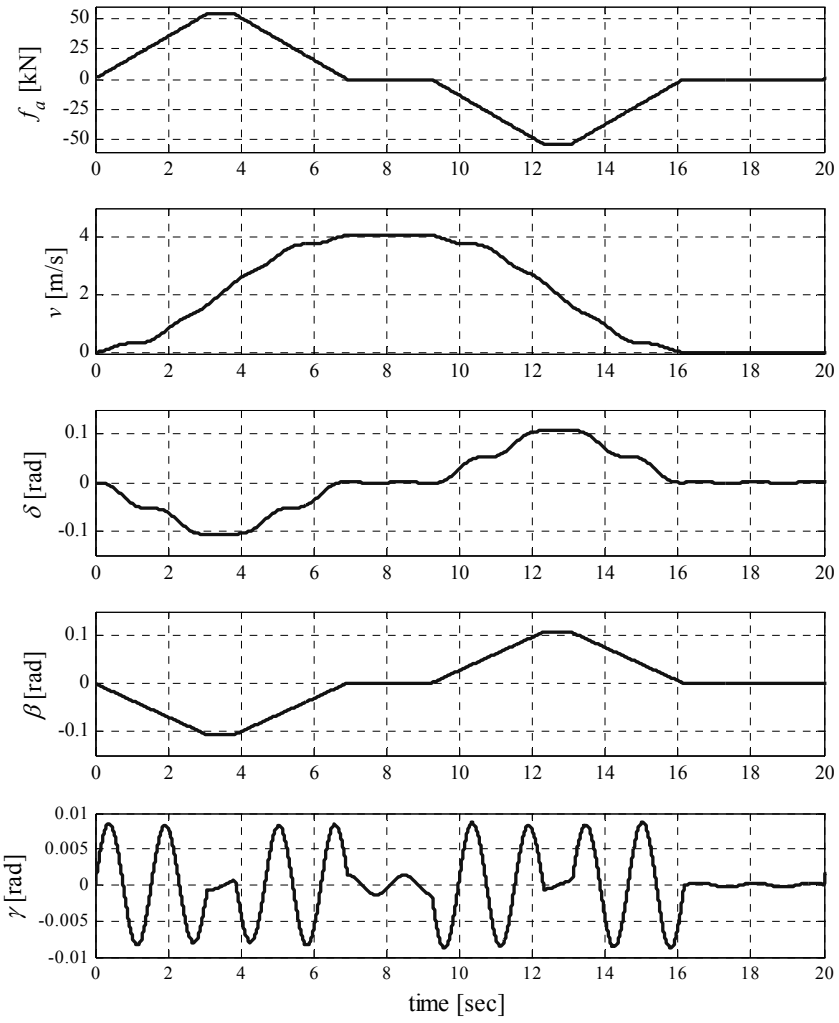


図 4.3　コンテナ揺れ角検出特性

図より，提案手法におけるコンテナの揺れ角推定誤差は 0.01rad（0.6 度）程度であり，提案手法は揺れ角を良好に推定可能であることが確認できた．このようにコンテナ揺れ角の推定値 δ をリニアモータ推力制御系に適切にフィードバックすることにより，偏差 γ を 0 にしてコンテナ揺れ角が制御目標値 β となるような運行制御を実現できるものと考えられる．

4.3.2 提案手法における揺れ角検出精度

先ず，実際のコンテナ質量に基づいたシミュレーションを行い，トロリの加速度と，コンテナの実際の揺れ角 θ を第 2 章で示した(2.41)式，(2.42)式の運動方程式より求める．次に，加速度センサは，ここで求めたトロリの加速度を忠実に検出するものとして，(4.4)式からコンテナ揺れ角推定値 δ を求め，検出誤差 $\varepsilon=\delta-\theta$ を求める．

コンテナの実際の質量 m_c および設定質量がともに 30ton の場合に，リニアモータの最大推力を 53.4kN としてトロリ台車を最大加（減）速度 0.7m/s^2 で加（減）速した場合のシミュレーションの結果を図 4.4 に示す．図は上から，リニアモータ発生推力 f_a，トロリの速度 v，コンテナ揺れ角推定値 δ，実際のコンテナ揺れ角 θ，検出誤差 ε の時間変化の様子を示す．

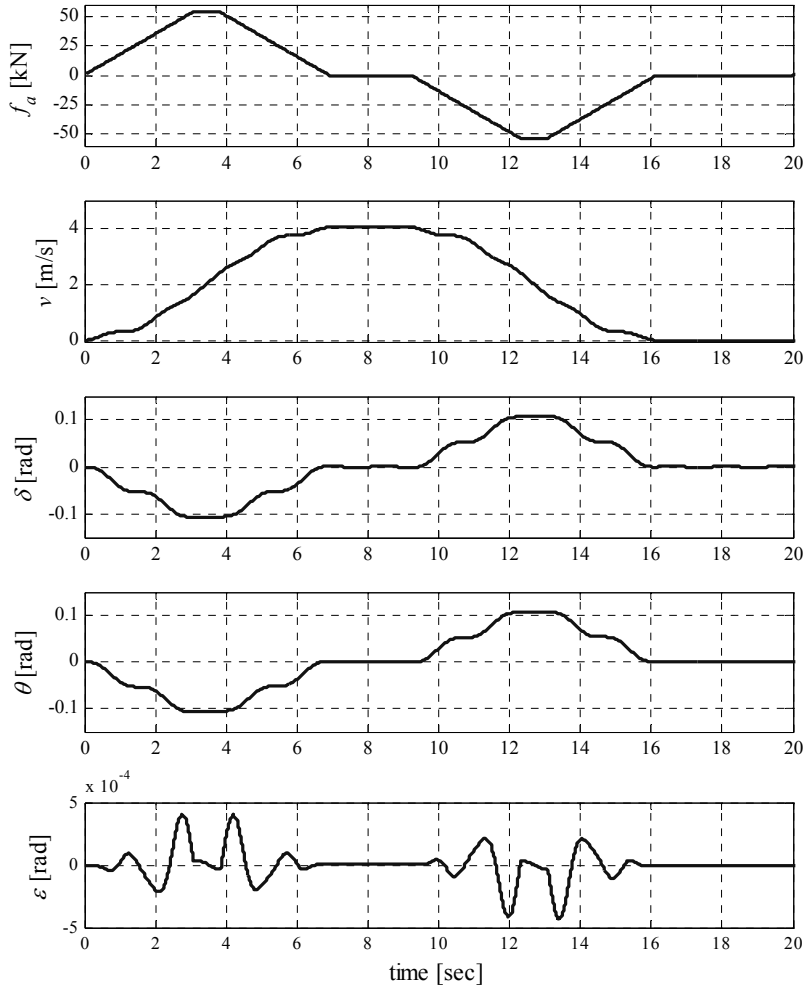


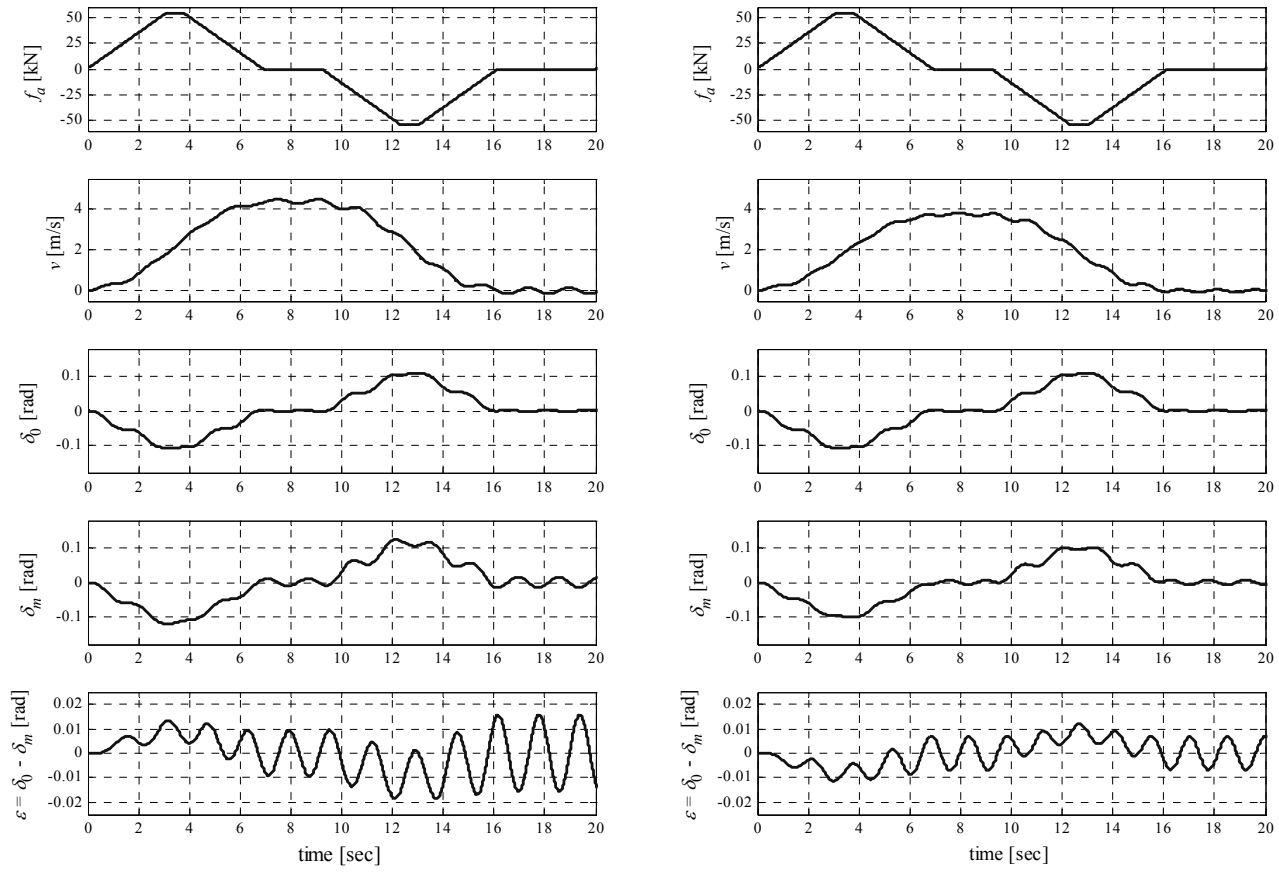
図 4.4　コンテナ質量設定誤差 0 の時の検出誤差

この場合，検出誤差 ε は，-0.432×10^{-3}~0.406×10^{-3}rad（約-0.025~0.023 度）である．この誤差は，(4.4)式において，ワイヤなどの摩擦を無視したことによるものであるが，制御系のフィードバック信号として使用するセンサとして十分な精度でコンテナ揺れ角を検出できることが確認できる．

4.3.3 吊下げ部質量の設定誤差と揺れ角検出精度

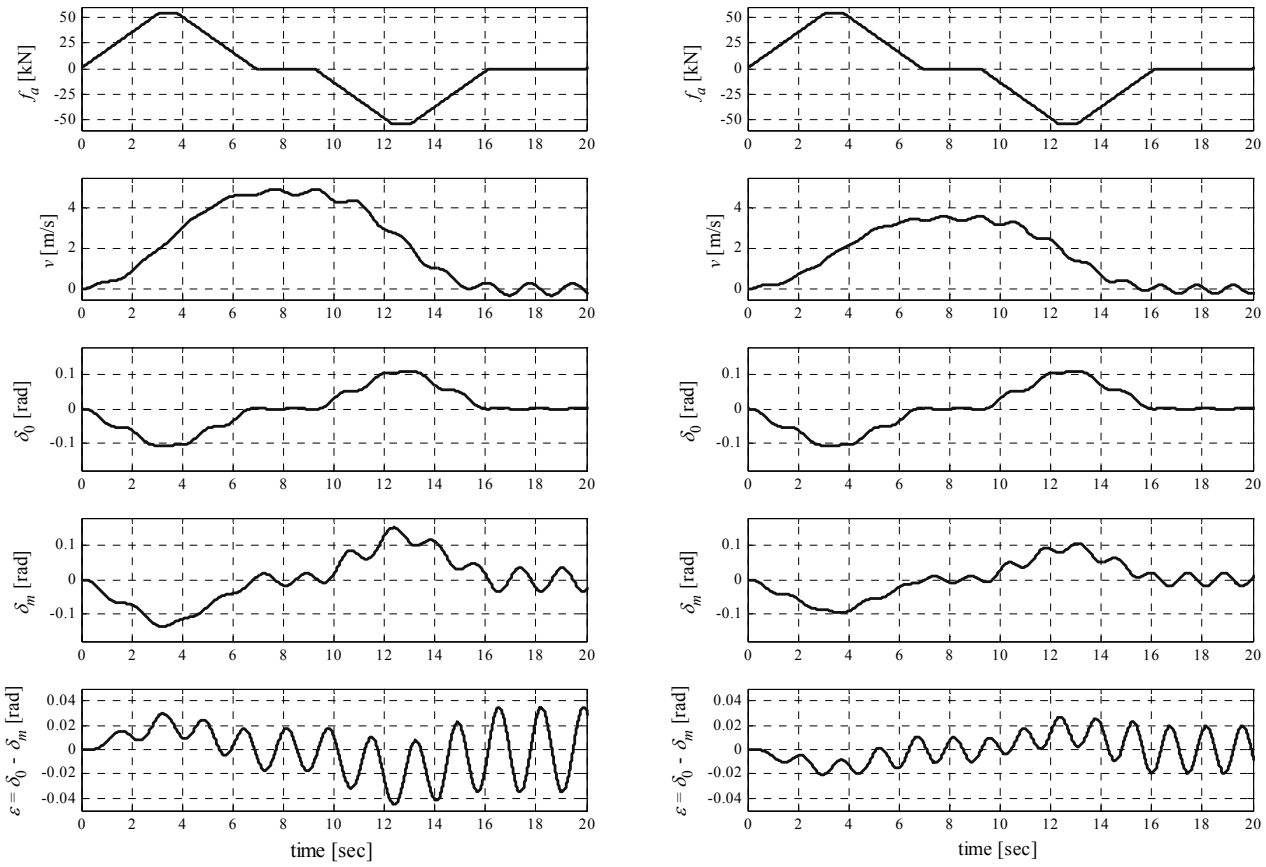
前節に述べたコンテナ揺れ角推定方式において，システム固有のパラメータであるトロリ台車の質量 M，加速度センサの出力 α_s，摩擦係数 c_t，リニアモータの推力 f_a については高精度で把握できると考えられる．しかしながら，作業毎に変化するコンテナの質量 m は，概略計測値もしくは荷主の申告質量を使用することになり，揺れ角の算定精度に誤差がでることが考えられる．そこで，本節では，コンテナの実際の質量 m_c に対して，荷主の申告に基づくコンテナの設定質量の誤差が，揺れ角検出精度にどの程度影響するかについて検討する．ここで，コンテナの質量設定誤差がない場合におけるコンテナ揺れ角推定値を δ_0 とし，質量設定誤差がある場合におけるコンテナ揺れ角推定値を δ_m とする．

前節と同様のシミュレーションにより，コンテナの実際の質量 30ton に対して，コンテナの質量が±4ton，±8ton と設定された場合においてのコンテナの揺れ角検出誤差を，図 4.5，図 4.6 に示す．図は上から，リニアモータ発生推力 f_a，トロリの速度 v，質量設定誤差がない場合における揺れ角推定値 δ_0，質量設定誤差がある場合における揺れ角推定値 δ_m，揺れ角検出誤差 $\varepsilon = \delta_0 - \delta_m$ の時間変化の様子を示す．



(a)-4ton 時　　(b)+4ton 時

図 4.5　コンテナ質量誤差が±4ton の時の検出誤差



(a)-8ton 時　　(b)+8ton 時

図 4.6　コンテナ質量誤差が±8ton の時の検出誤差

図 4.5(a)（コンテナの設定質量が実際の質量より 4ton 少ない時）の場合における揺れ角検出誤差 ε は，-0.0199~0.0158rad（約-1.141 ~0.906 度）である．図 4.5(b)（コンテナの設定質量が 4ton 多い時）の場合における揺れ角検出誤差 ε は，-0.0113~0.0123rad（約-0.648 ~0.705 度）である．また，図 4.6(a)（コンテナ設定質量が実際の質量より 8ton 少ない時）の場合のシミュレーション結果では，揺れ角検出精度 ε は，-0.0480~0.0349rad（約-2.75~2.00 度）となった．コンテナ設定質量が実際の質量より 8ton 多い場合のシミュレーション結果（図 4.6(b)）では，揺れ角検出精度 ε は，-0.0205~0.0275rad（約-1.175 ~1.576 度）となった．

また，コンテナの実際の質量 m_c に対する設定質量の設定誤差を-10ton~10ton の範囲で変えた場合において，コンテナ揺れ角の検出誤差の最大値と最小値（負側の最大値）をシミュレーションにより求めた結果を図 4.7 に示す．

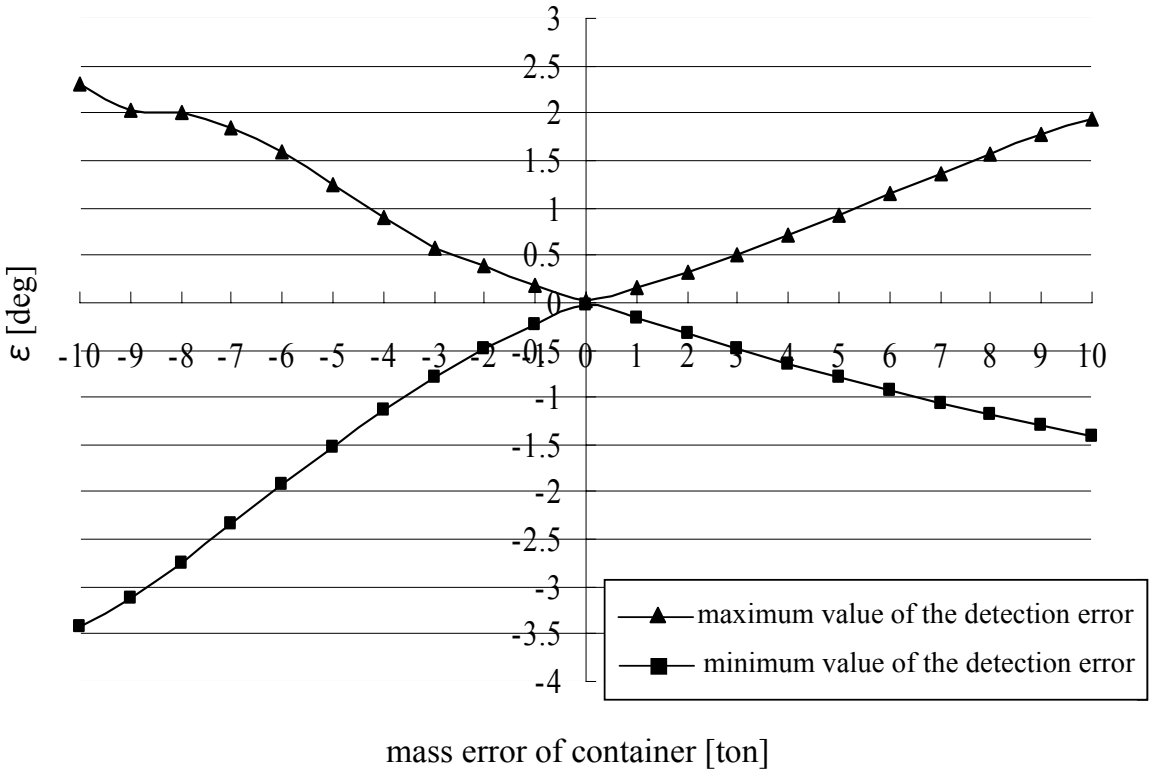


図 4.7　コンテナ質量設定誤差と揺れ角検出誤差

図から分かるように，コンテナ質量の設定誤差が大きくなると共に，揺れ角検出誤差 ε が大きくなる．特に，コンテナ質量を実際の質量より軽めに設定する場合，重めに設定する場合に比して，揺れ角検出誤差が大きくなることが分かる．例えば，揺れ角検出誤差 ε の許容範囲を±1 度以内とすると，コンテナ質量の設定誤差を-4ton~+5ton の範囲に抑える必要がある．提案手法を実際のシステムに適用する場合には，この結果に十分留意する必要がある．したがって，コンテナの質量を把握する際には，軽めに評価することを極力避けるように注意すべきであることが分かる．タンカーやトラックに積載する場合を考慮すると，コンテナ質量はかなり良い精度で把握できるものと考えられる．これらのことを考慮すると，ノイズが少なく精度の良い加速度センサを使用することができれば，提案した揺れ角検出手法は有効な手法であると考えられる．

4.4 小形実験装置

提案システムや提案する揺れ角検出方法の妥当性と有効性を検証するために製作した小形の実験装置の概要を詳述する．

4.4.1 実験装置の概要

実験装置は，長さ約 5m のレールを床上に敷設し，左右レール間にリニア誘導モータ（LIM）の二次導体（3mm 厚のアルミ板と 4mm 厚の鉄板を重ねたもの）を敷設してガーダを構成した．トロリ台車には，LIM の一次鉄心を取付け，支持車輪を取り付けてレール上を走行可能に構成した．LIM の一次鉄心に装着されている一次巻線は，*V/f* 制御式の三相 PWM インバータから三相電流が供給される．本装置では，実験の安全性を考慮して，トロリ台車の上部に組上げたフレームの上部から，ワイヤでスプレッダとコンテナを模擬する容器を吊り下げる構成とした．フレームは支柱により剛性を高める構成とし，コンテナの揺動が実システムと同様の特性を示すように配慮した．実験データからも，フレームの固有振動数などの影響がないことを確認している．実験装置の架台の全体図および断面図をそれぞれ図 4.8，図 4.9 に示す．また，実験装置に使用したリニア誘導モータ（川俣精機：TLM-31C1[22]）本体の構成図および仕様を図 4.10，表 4.2 に，実験装置の外観と概略仕様を，それぞれ図 4.11，表 4.3 に示す．

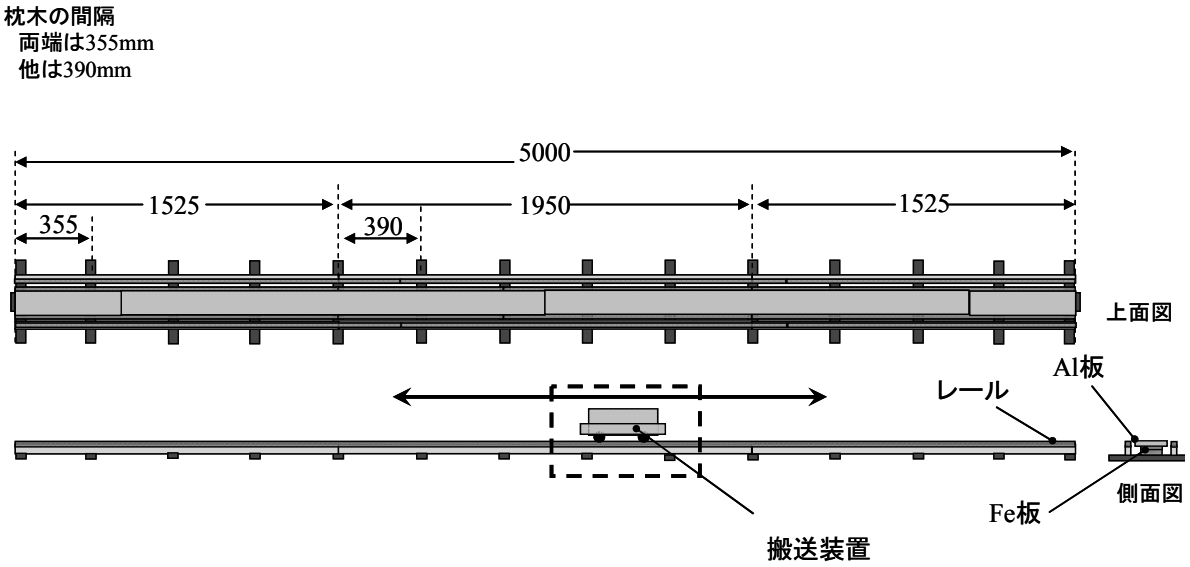


図 4.8　架台全体図

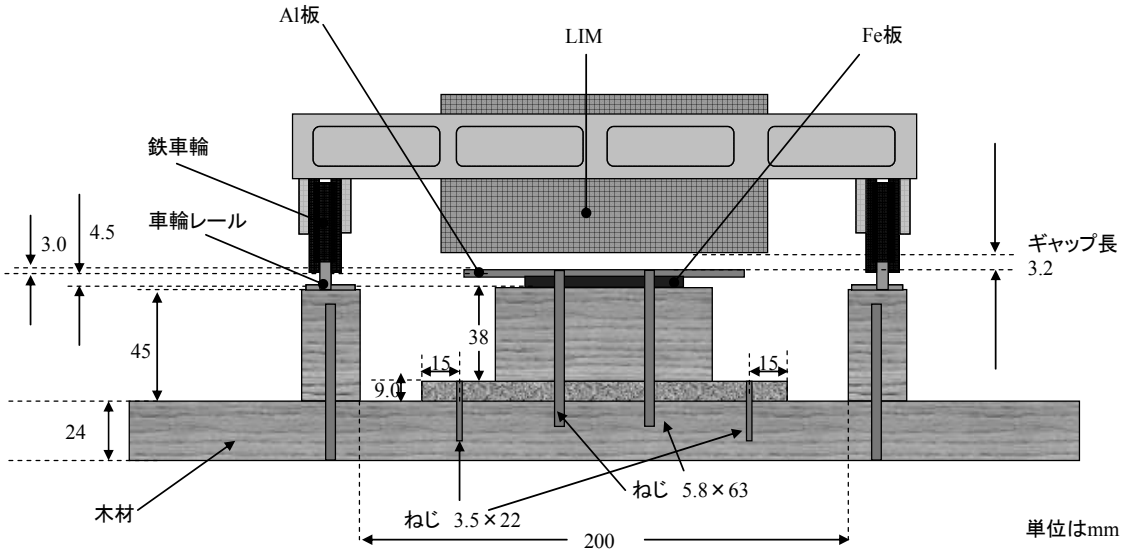


図 4.9　架台断面図

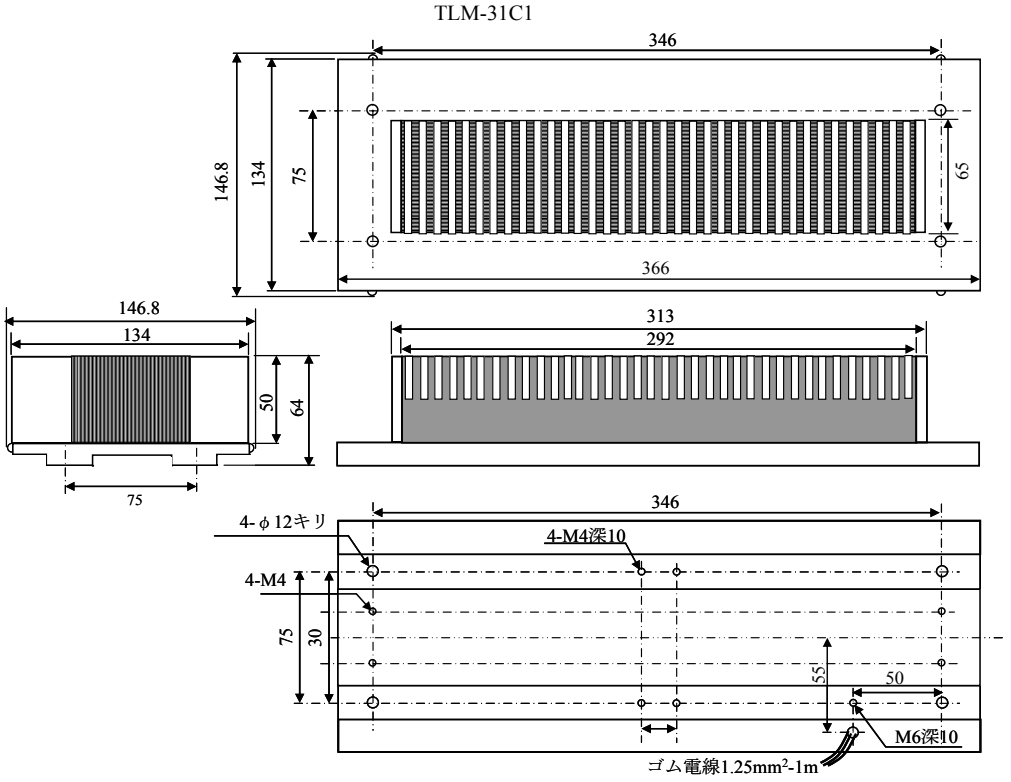


図 4.10　リニア誘導モータの構成図

表 4.2　リニア誘導モータ TLM-31C1 の定格

（出典(22)：川俣精機株式会社）

TLM-31C1			
極数	5	周波数	60 Hz
相数	3	同期速度	5.76 m/s
絶縁種別	F 種	極ピッチ	48 mm
結線	Y 結線	鉄心長	292 mm
時間定格	短時間	鉄心積厚	65 mm
定格電圧	220 V	鉄心高さ	50 mm
定格電流	4.2 A	全長	366 mm
容量	1.6 kVA	全幅	134 mm
起動推力	1.5 N	全高	64 mm
質量（設計値）	12 kg		

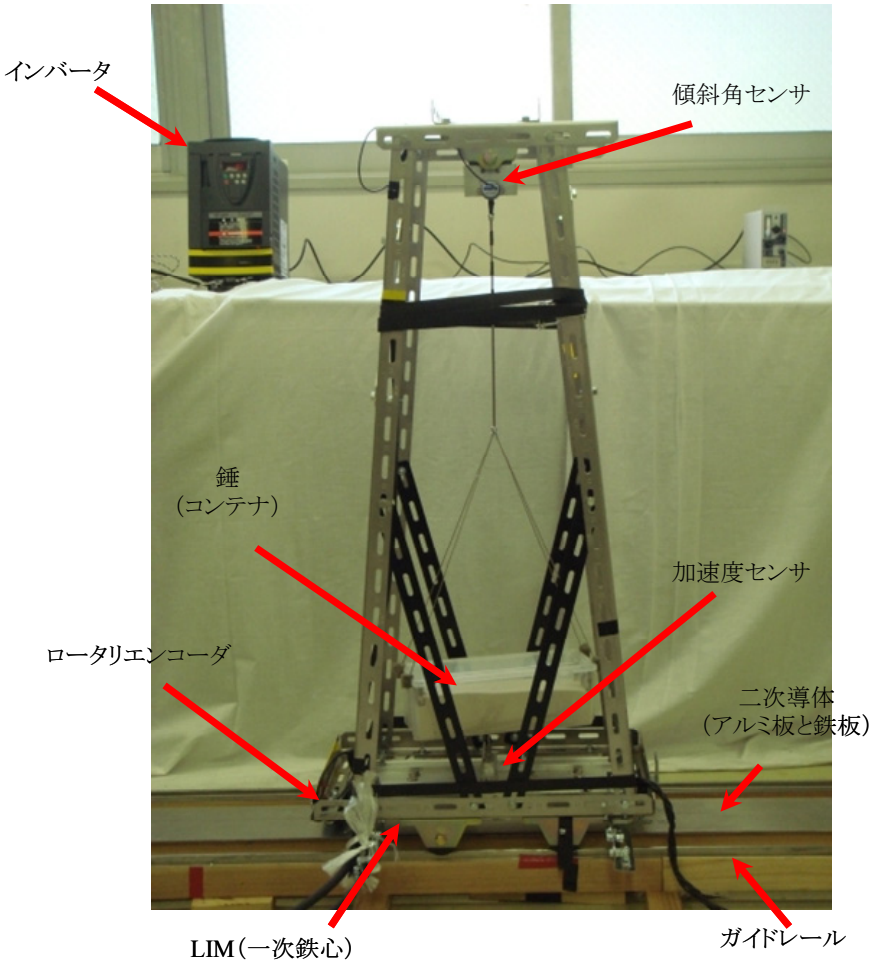


図 4.11　小形実験装置

表 4.3　実験装置の基本パラメータ

LIM 一次鉄心	相数	3
	極数	5
	極ピッチ	48mm
二次導体	材質	アルミ
	寸法	115mmW×3mmT
二次鉄心	材質	鉄
	寸法	65mmW×4mmT
平均ギャップ長		3.2mm
可動部質量（M）		17.4kg
吊り下げ部質量（m）		5.2kg
吊り下げワイヤ長さ（l）		0.8m
レール長さ		約 5m

台車には加速度によって揺れ角を推定する方法の有効性を検証するために，加速度センサ（共和電業：AS-1GA）を取り付けるとともに，吊下げワイヤを支持するシーブに傾斜角センサ（SEIKA：NA-4-70）を取付けている．加速度センサの出力は専用アンプ（共和電業：DPM-601A）を介して，傾斜角センサの出力は直接コントロールボードの A/D 変換器を介してパソコン（PC）に取り込んでいる．また，インバータ（TOSVERT TM VF-AS1）への周波数指令信号は，PC からコントロールボードの D/A 変換器を介してインバータへ出力される．PC 上では，MATLAB/Simulink で作成したシミュレーションツールと Wincon を利用しコントロールボードを介し，インバータへの入出力，また各センサからのデータの取得を行い，以降の実験を行った．これらの実験装置の構成を図 4.12 に，使用した加速度センサ，傾斜角センサ，インバータの仕様をそれぞれ表 4.4，表 4.5，表 4.6 に示す．また，実験装置で使用したコントロールボードは，Quanser 社製の Q8 ハードウェア-イン-ザ-ループ（H.I.L）コントロールボード[(27)]である．Q8 のワイドレンジな入出力によって，一つのボードで様々なデバイスに接続し，制御を行うことができる．このコントロールボードを使って，リアルタイム制御に最適な実験環境が満される．Q8 コントロールボードの主な仕様を表 4.7 に示す．また，表 4.6 からわかるように，実験に使用したインバータは *V/f* 制御をしている．*V/f* 制御とは，インバータの出力周波数を変化させる際に，インバータ出力電圧を同時に制御することで，その比を一定に保ち，電動機の磁束飽和を避けることで，広範な可変速運転に対して電動機の効率・力率を低下させないように制御する方式である．

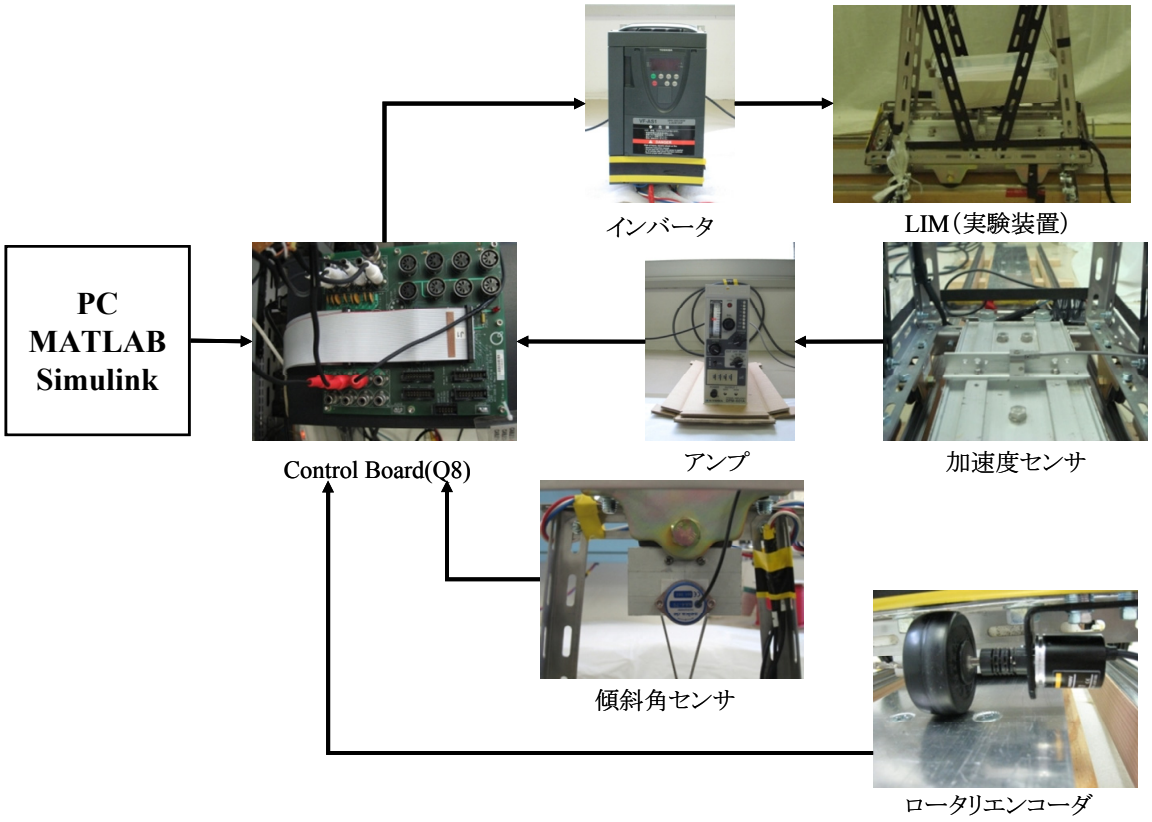


図 4.12　実験装置の構成

表 4.4　加速度センサ AS-1GA の仕様[23]

定格容量	±9.807m/s^2（±1G）	推奨印加電圧	1～3V AC または DC
校正係数	0.00914m/s^2/1×10^{-6}	許容過負荷	300%
定格出力	1073×10^{-6}	応答周波数範囲	0～48Hz
許容温度範囲	-15～65 °C	取付共振周波数	約 70Hz
許容印加電圧	6V AC または DC	質量	約 15g

表 4.5　傾斜角センサ NA4-70 の仕様[24]

電源電圧	+8～+30V	測定範囲	±70°
電流（+8～+30V）	2.2mA	分解能	<0.01°
オフセット電圧	2.5V	非直線性	<0.28°
ノイズレイシオ	<150 μVss	感度	28.57mV/°
出力抵抗	約 100Ω	出力信号	2.5V±2V
応答時間	<0.25s	零ドリフト	±0.003°/°C
接続ケーブル	2.1mmφ ケーブル	質量	18.5g

表 4.6　インバータ TOSVERT TM VF-AS1 の仕様[25]

制御方式	正弦波 PWM 制御	出力電圧	三相 200～240V
出力周波数	0.01～500Hz	出力電流	11A
電圧/周波数特性	*V*/*f* 一定	電源電圧	三相 200～240V
出力容量	4.2kVA	電源周波数	50/60Hz

表 4.7　Q8 コントロールボードの仕様[26]

拡張 I/O	8 A/D, 8 D/A, 8 エンコーダー入力, 32 DIO
インターフェイス	PCI バス 32-bit/バススピード 33 MHz
チャンネル数	8
OS ドライバ	Windows 2000, XP, Ardence RTX
API	C, C++, ActiveX, LabVIEW, MATLAB, MATRIXx
サイズ	フルサイズ PCI（ボードサイズ:275mm x 98mm）

4.4.2 推力測定実験

本検出方法において，トロリの質量 M，支持車輪の抵抗係数 c_t，コンテナ（吊り下げ部）の質量 m は既知である．したがって，(4.4)式によって揺れ角を正確に推定するには，リニアモータの発生推力 f_a を精度良く算定することが重要である．f_a の算定方法としては，本来であれば，第 2 章で紹介したように，リニアモータの推力特性式を理論的に求めて算定式を導出するべきであるが，式が複雑になる上，十分な解析精度を得ることは困難である．さらに，実験装置が手作りであるため，本論文ではリニアモータの推力特性を実験的に求める必要がある．以下に，その推力測定方法について記載する．

推力測定方法

ロードセル（共和電業：LMA-A-50N）を取り付けた測定冶具をレール上に固定し，台車の端部がロードセルに軽く接触した状態で，台車に搭載した LIM 一次鉄心に装着された三相巻線に電流を供給するインバータへの指令電圧を変化させ，インバータの出力電圧・電流，ロードセルの出力電圧（推力）を測定した．測定方法の概略図および Simulink ブロック線図を，それぞれ図 4.13，図 4.14 に，ロードセルの仕様を表 4.8 に示す．測定条件は，インバータへの指令周波数を，5～60Hz の範囲で 5Hz 刻みに変化させて，ロードセルの出力を測定した．

なお，軌道の全長にわたって LIM 一次鉄心と二次導体間のギャップ長を一定値とすることができなかったため，レールの 3 箇所（起点から，①0.50m，②2.25m，③4.00m の地点）で測定を行った．また，冶具や台車の支持車輪部におけるガタの影響を避けるため，インバータへの指令電圧は，5 秒間 0.5V（インバータ出力周波数 3Hz に相当）を入力して，ロードセルに軽く接触させてから，それぞれの指令周波数に対応する指令電圧をステップ状に印加した．また，ノイズを除去するため，ロードセルの出力信号にカットオフ周波数 10Hz のフィルタを介して PC に取り込んだ．この測定に際しては，LIM の一次巻線に連続通電すると，一次巻線と二次導体の温度が上昇して推力特性が変わるので，ひとつの周波数について 3 回測定した後に，間をおいて，一次巻線と二次導体が冷えたことを確認してから次の測定を行った．

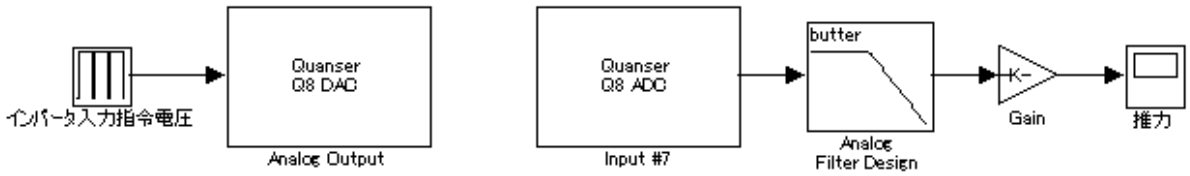


図 4.13　推力測定実験ブロック線図

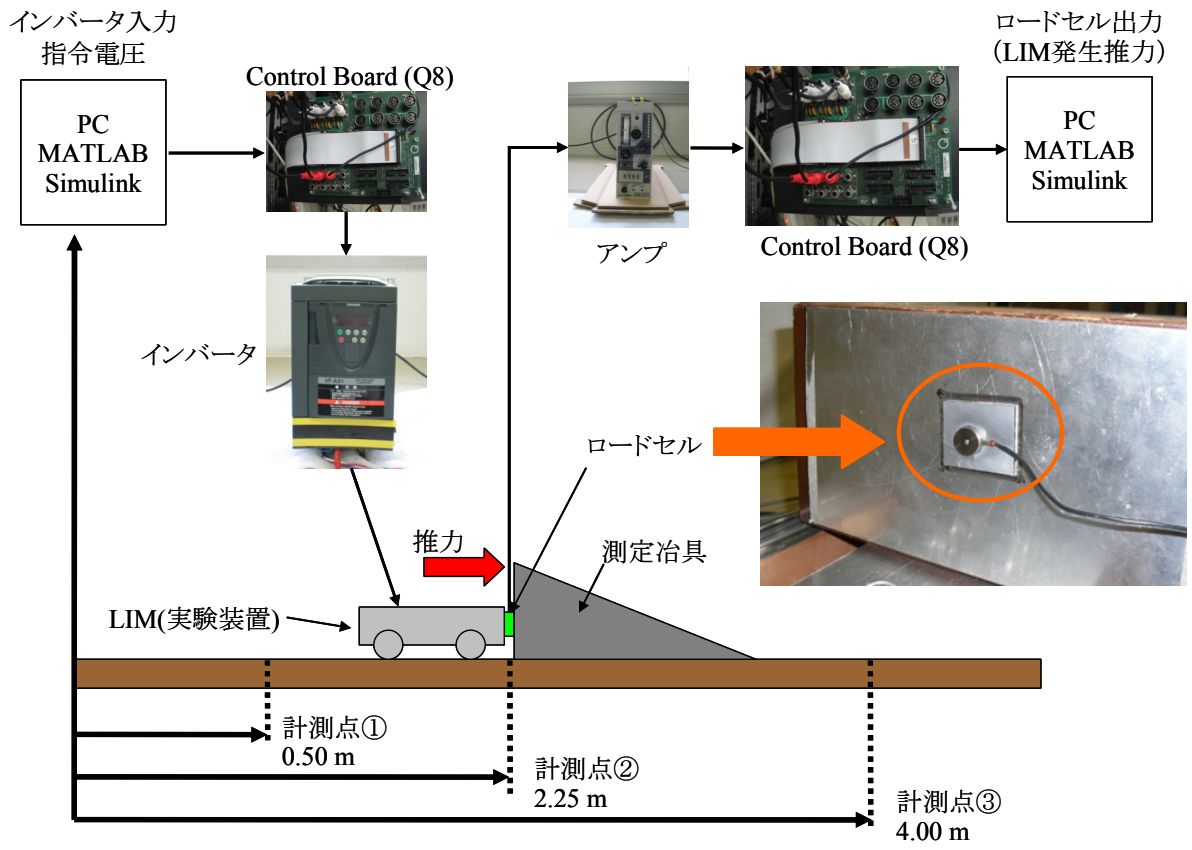


図 4.14　推力の測定方法

表 4.8　ロードセルの仕様[27]

定格容量	50N（5.099kgf）
非直線性	±1%RO 以内
ヒステリシス	±1%RO 以内
繰り返し性	1%RO 以下
定格出力	0. 75～2mV/V （1500～4000×10^{-6} ひずみ）
許容温度範囲	-10～60°C
温度補償範囲	0～50°C
零点の温度影響	±0.2%RO/°C 以内
出力の温度影響	±0.2%/°C 以内
許容印加電圧	7V　AC または DC
推奨印加電圧	1～5V　AC または DC
入力抵抗	350Ω±2.5%
出力抵抗	350Ω±2.5%
ケーブル	0.035mm^2，4 心シールド耐熱ビニル 2m, 外径 1.7mm，先端むき出し
許容過負荷	150%
固有振動数	約 32.6 kHz
質量	ケーブル含む 13g
材質	銅合金，100N 以上はステンレス鋼

推力測定結果

インバータ入力指令電圧を 0.5V から 5V（インバータ出力周波数 30Hz）にステップ状に変化させた時の，LIM 発生推力の応答（ロードセル出力）の様子を図 4.15 に示す．同図から，本実験装置の LIM 推力は，二次遅れ系の応答を示すことがわかる．そこで，各計測点において応答波形から最大行き過ぎ量と行き過ぎ時間を計測した．

インバータへの周波数指令を，5～60Hz の範囲で 5Hz 刻みに変化させ，インバータの出力電流・電圧，LIM 発生推力（ロードセル出力）を測定した結果および，各周波数における推力の応答波形から得た，行き過ぎ量・行き過ぎ時間を，計測点ごとに表 4.9，表 4.10，表 4.11 に示す．ここで，LIM 発生推力（ロードセル出力）には，一定時間経過後のロードセル出力の定常値を記す．インバータの出力電流・電圧を図 4.16 に，推力・行き過ぎ量・行き過ぎ時間を図 4.17 に示す．これらの図では，3 回の測定値を平均したものを示す．

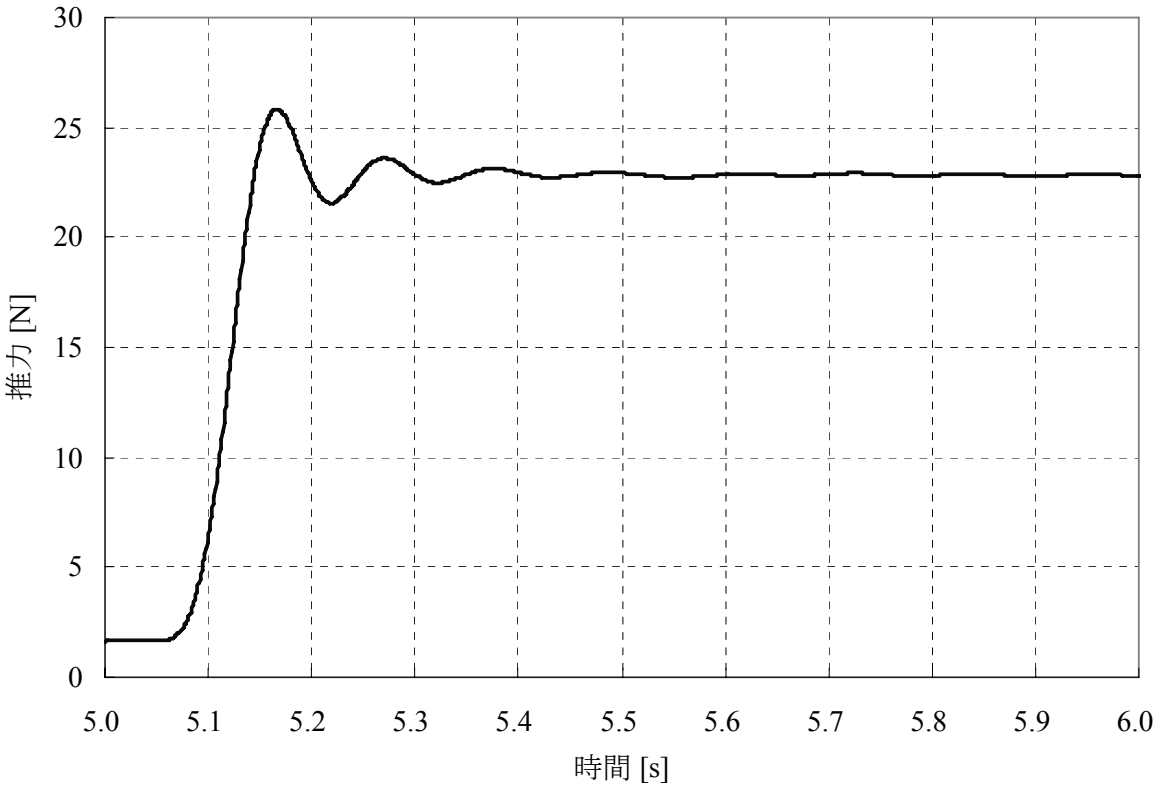


図 4.15　推力の応答波形

表 4.9　測定結果（計測点①：0.50m 地点）

周波数		出力電流(A)	出力電圧(V)	推力(N)	行き過ぎ量(N)	行き過ぎ時間(sec)
5Hz	1回目	2.20	52.5	2.34	0.25	0.068
	2回目	2.20	52.5	2.27	0.21	0.055
	3回目	2.20	52.5	2.75	0.23	0.068
	平均	2.20	52.5	2.45	0.23	0.064
10Hz	1回目	2.36	62.5	7.39	0.75	0.070
	2回目	2.36	62.5	6.48	0.72	0.067
	3回目	2.35	62.5	6.58	0.56	0.072
	平均	2.36	62.5	6.82	0.68	0.070
15Hz	1回目	2.44	74.6	10.1	1.63	0.070
	2回目	2.44	74.6	10.1	1.92	0.074
	3回目	2.44	74.6	10.4	1.46	0.073
	平均	2.44	74.6	10.2	1.67	0.072
20Hz	1回目	2.54	87.9	15.2	2.34	0.076
	2回目	2.53	87.9	15.3	1.98	0.077
	3回目	2.53	87.9	15.3	1.99	0.078
	平均	2.53	87.9	15.3	2.10	0.077
25Hz	1回目	2.60	101.0	19.3	2.69	0.081
	2回目	2.59	101.0	19.1	2.60	0.082
	3回目	2.59	101.0	19.0	2.65	0.082
	平均	2.59	101.0	19.1	2.64	0.082
30Hz	1回目	2.67	116.0	23.1	2.87	0.087
	2回目	2.66	116.0	22.9	2.95	0.087
	3回目	2.66	116.0	22.8	2.92	0.085
	平均	2.66	116.0	22.9	2.91	0.086
35Hz	1回目	2.74	130.0	25.2	2.73	0.092
	2回目	2.73	130.0	26.0	2.86	0.090
	3回目	2.73	130.0	26.2	2.81	0.091
	平均	2.73	130.0	25.8	2.80	0.091
40Hz	1回目	2.79	145.0	28.6	2.83	0.096
	2回目	2.79	145.0	29.7	2.61	0.097
	3回目	2.78	145.0	28.7	2.57	0.098
	平均	2.79	145.0	29.0	2.67	0.097
45Hz	1回目	2.85	160.0	31.9	2.23	0.104
	2回目	2.85	161.0	31.4	2.31	0.102
	3回目	2.86	160.0	31.9	2.10	0.102
	平均	2.85	160.3	31.7	2.21	0.103
50Hz	1回目	2.92	176.0	34.4	1.66	0.110
	2回目	2.92	176.0	34.0	1.76	0.108
	3回目	2.91	176.0	34.5	1.79	0.110
	平均	2.92	176.0	34.3	1.74	0.109
55Hz	1回目	3.01	191.0	36.1	1.35	0.119
	2回目	2.99	191.0	35.4	1.28	0.117
	3回目	3.00	191.0	36.6	1.13	0.118
	平均	3.00	191.0	36.0	1.25	0.118
60Hz	1回目	3.05	204.0	38.0	0.62	0.130
	2回目	3.04	204.0	37.2	0.76	0.130
	3回目	3.06	204.0	37.8	0.66	0.128
	平均	3.05	204.0	37.7	0.68	0.129

表 4.10　測定結果（計測点②：2.25m 地点）

周波数		出力電流(A)	出力電圧(V)	推力(N)	行き過ぎ量(N)	行き過ぎ時間(sec)
5Hz	1回目	2.21	52.5	2.84	0.64	0.058
	2回目	2.20	52.5	2.70	0.47	0.067
	3回目	2.22	52.5	2.79	0.45	0.055
	平均	2.21	52.5	2.78	0.52	0.060
10Hz	1回目	2.38	62.5	7.44	0.75	0.070
	2回目	2.36	62.5	7.22	0.81	0.066
	3回目	2.38	62.5	7.10	0.86	0.066
	平均	2.37	62.5	7.25	0.81	0.067
15Hz	1回目	2.50	74.6	10.9	1.10	0.074
	2回目	2.48	74.6	11.2	1.26	0.075
	3回目	2.49	74.6	11.3	1.45	0.073
	平均	2.49	74.6	11.1	1.27	0.074
20Hz	1回目	2.57	87.8	15.3	2.17	0.076
	2回目	2.56	87.9	15.6	2.13	0.076
	3回目	2.56	87.8	15.5	2.15	0.077
	平均	2.56	87.8	15.4	2.15	0.076
25Hz	1回目	2.62	101.0	19.3	2.54	0.082
	2回目	2.61	101.0	18.6	2.37	0.080
	3回目	2.61	101.0	17.6	2.26	0.082
	平均	2.61	101.0	18.5	2.39	0.081
30Hz	1回目	2.69	116.0	22.3	2.68	0.085
	2回目	2.69	116.0	22.1	2.76	0.086
	3回目	2.69	116.0	22.1	2.79	0.086
	平均	2.69	116.0	22.1	2.74	0.086
35Hz	1回目	2.73	130.0	24.9	2.73	0.091
	2回目	2.74	130.0	24.2	2.60	0.091
	3回目	2.74	130.0	24.4	2.59	0.092
	平均	2.74	130.0	24.5	2.64	0.091
40Hz	1回目	2.79	145.0	27.3	2.41	0.098
	2回目	2.79	145.0	27.8	2.63	0.095
	3回目	2.80	145.0	27.7	2.44	0.097
	平均	2.79	145.0	27.6	2.49	0.097
45Hz	1回目	2.84	160.0	29.4	2.25	0.101
	2回目	2.84	160.0	30.0	2.15	0.102
	3回目	2.85	160.0	29.7	2.29	0.101
	平均	2.84	160.0	29.7	2.23	0.101
50Hz	1回目	2.89	176.0	32.9	1.53	0.109
	2回目	2.89	176.0	32.2	1.55	0.109
	3回目	2.88	176.0	32.4	1.75	0.109
	平均	2.89	176.0	32.5	1.61	0.109
55Hz	1回目	2.95	191.0	34.1	0.89	0.117
	2回目	2.96	191.0	34.3	1.10	0.119
	3回目	2.96	191.0	35.1	1.14	0.117
	平均	2.96	191.0	34.5	1.05	0.118
60Hz	1回目	3.06	204.0	36.5	0.87	0.128
	2回目	3.04	204.0	36.6	0.63	0.128
	3回目	3.06	204.0	36.7	0.68	0.128
	平均	3.05	204.0	36.6	0.73	0.128

表 4.11　測定結果（計測点③：4.00m 地点）

周波数		出力電流(A)	出力電圧(V)	推力(N)	行き過ぎ量(N)	行き過ぎ時間(sec)
5Hz	1回目	2.24	52.5	3.67	0.23	0.056
	2回目	2.23	52.5	3.99	0.61	0.059
	3回目	2.23	52.5	3.69	0.42	0.054
	平均	2.23	52.5	3.78	0.42	0.056
10Hz	1回目	2.34	62.5	9.25	0.89	0.069
	2回目	2.33	62.5	9.33	0.96	0.067
	3回目	2.32	62.5	8.37	1.18	0.065
	平均	2.33	62.5	8.98	1.01	0.067
15Hz	1回目	2.42	74.6	13.6	1.74	0.073
	2回目	2.41	74.6	14.2	1.82	0.072
	3回目	2.42	74.6	14.3	1.73	0.074
	平均	2.42	74.6	14.0	1.76	0.073
20Hz	1回目	2.49	87.9	18.2	2.80	0.076
	2回目	2.48	87.9	18.7	2.80	0.077
	3回目	2.47	87.9	18.6	2.63	0.076
	平均	2.48	87.9	18.5	2.75	0.076
25Hz	1回目	2.53	101.0	22.1	3.30	0.079
	2回目	2.53	101.0	22.4	3.33	0.082
	3回目	2.52	101.0	22.2	3.09	0.081
	平均	2.53	101.0	22.2	3.24	0.081
30Hz	1回目	2.62	116.0	26.4	3.37	0.087
	2回目	2.60	116.0	26.2	3.39	0.084
	3回目	2.60	116.0	25.9	3.37	0.085
	平均	2.61	116.0	26.1	3.38	0.085
35Hz	1回目	2.64	130.0	30.2	3.27	0.090
	2回目	2.65	130.0	30.3	3.30	0.090
	3回目	2.64	130.0	29.9	3.25	0.091
	平均	2.64	130.0	30.1	3.27	0.090
40Hz	1回目	2.70	145.0	33.6	2.84	0.097
	2回目	2.71	145.0	33.3	2.89	0.098
	3回目	2.70	145.0	33.1	3.02	0.097
	平均	2.70	145.0	33.3	2.92	0.097
45Hz	1回目	2.79	160.0	36.7	2.38	0.102
	2回目	2.78	160.0	37.4	2.31	0.102
	3回目	2.78	161.0	36.5	2.40	0.103
	平均	2.78	160.3	36.8	2.37	0.102
50Hz	1回目	2.83	176.0	38.0	1.78	0.107
	2回目	2.84	176.0	37.8	1.86	0.108
	3回目	2.84	176.0	38.5	1.82	0.109
	平均	2.84	176.0	38.1	1.82	0.108
55Hz	1回目	2.91	191.0	41.3	1.56	0.118
	2回目	2.90	191.0	41.5	1.13	0.118
	3回目	2.91	191.0	40.9	1.33	0.119
	平均	2.91	191.0	41.2	1.34	0.118
60Hz	1回目	3.02	204.0	43.7	0.66	0.132
	2回目	3.01	204.0	42.9	0.61	0.130
	3回目	3.02	204.0	43.6	0.68	0.130
	平均	3.02	204.0	43.4	0.65	0.131

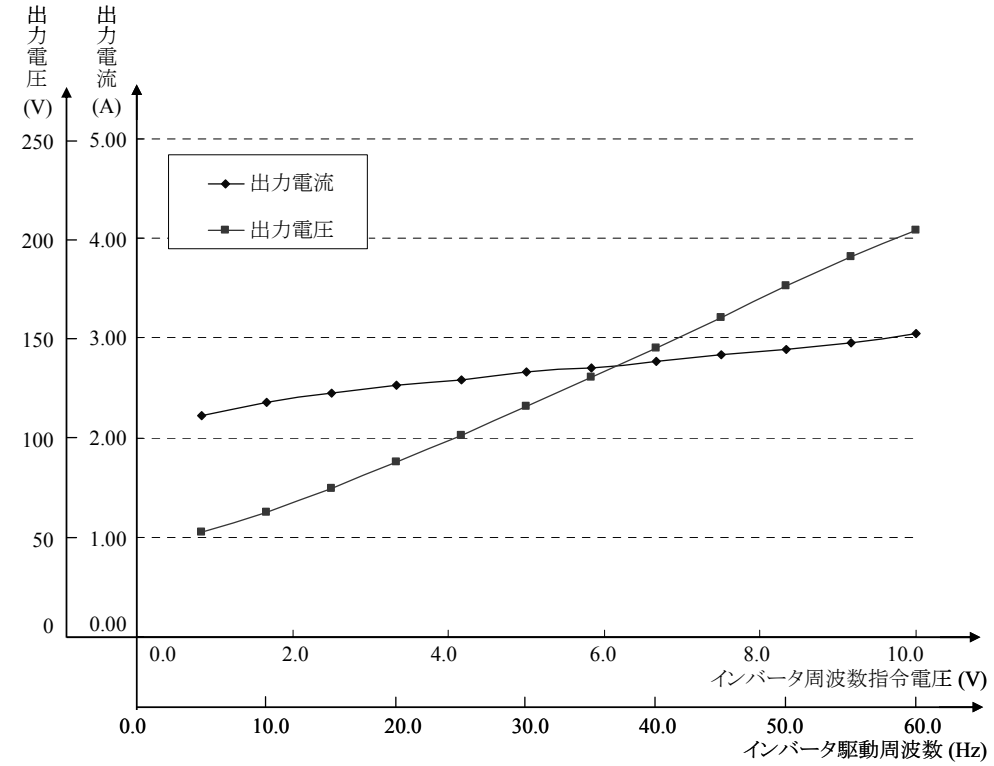


図 4.16　インバータの出力測定結果

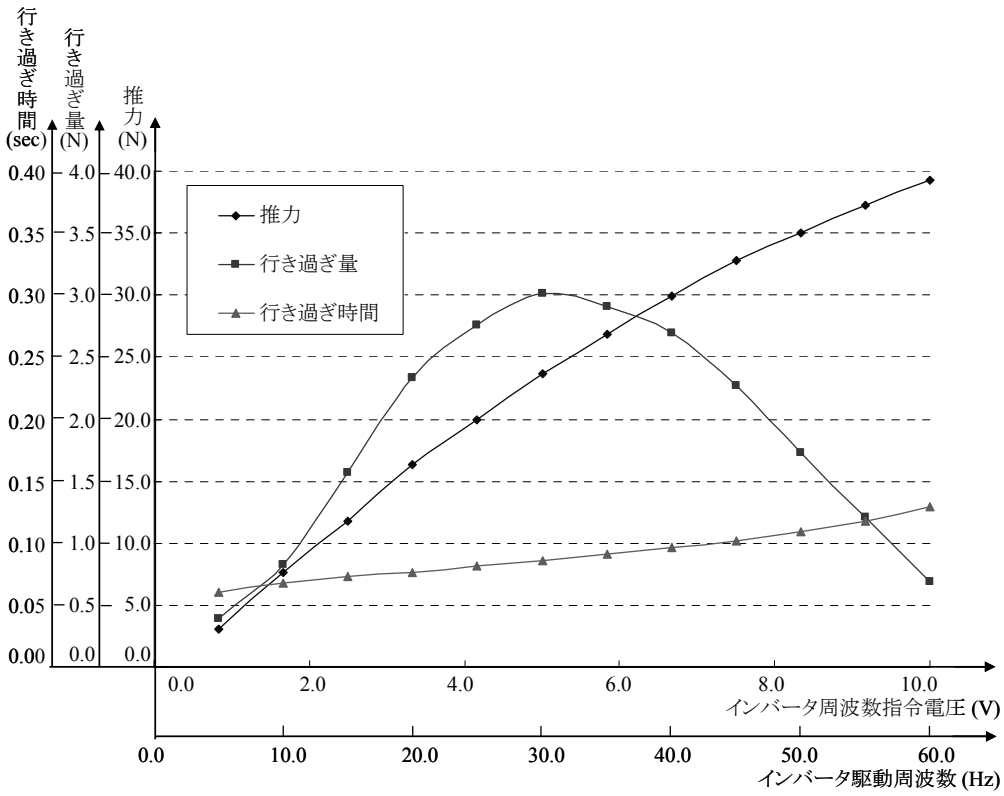


図 4.17　推力測定結果

4.4.3 リニアモータ推力特性の同定

コンテナ揺れ角検出時には，LIM の発生推力を使用するため，前節で求めた推力測定結果を基にして，インバータへの指令電圧を入力とし，LIM の発生推力を出力とする関数を以下に示す 2 つの方法より求める．

（1）出力周波数指令値の多項式で表現する方法

この方法では，*V*/*f* 制御三相 PWM インバータへの出力周波数指令電圧を種々変化させて，リニア誘導モータ（LIM）の発生推力，すなわち，トロリ台車に作用する推進力をロードセルを用いて測定した実験値から，リニアモータの推力算定式を導出する．それぞれの指令周波数に対応する指令電圧をステップ状に印加した．図 4.18 に推力測定結果を示す．

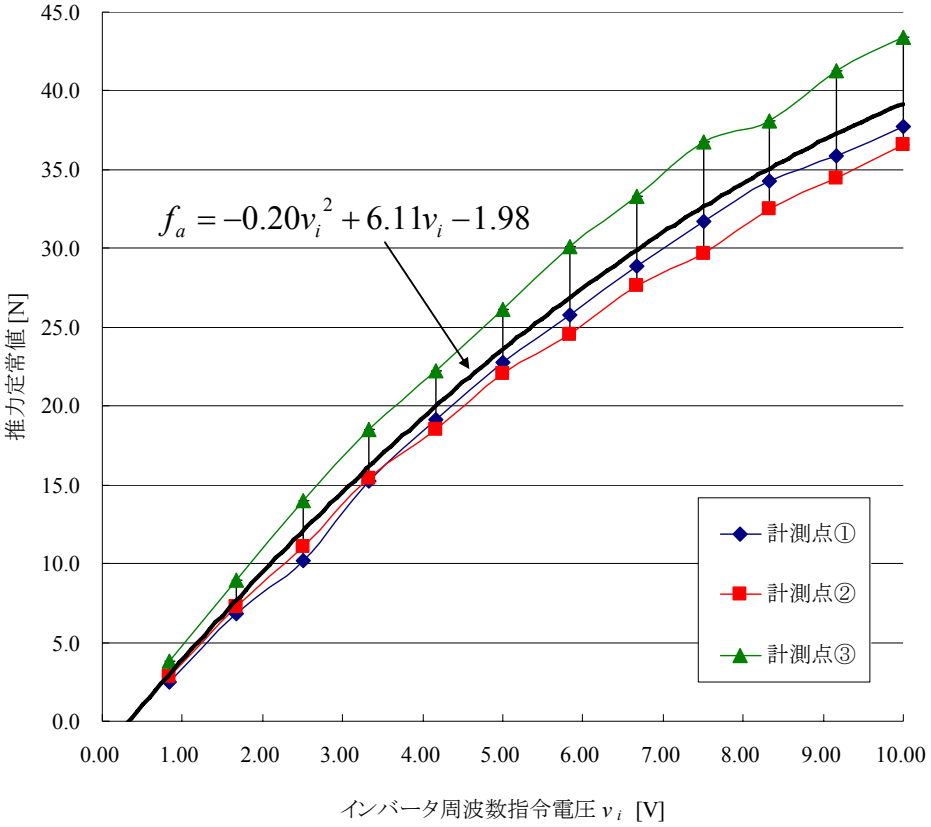


図 4.18　LIM の推力測定結果

実験装置に使用した LIM は，駆動周波数 0～60Hz（周波数指令電圧 0～10V）の範囲で使用する．そのため図 4.18 より，LIM の推力/周波数指令電圧の比を全ての範囲で一定と扱うことは無理といえる．そこで，図 4.18 の結果から，発生推力 f_a と周波数指令電圧 v_i との関係を周波数指令電圧の二次式として近似した結果，次式を得た．

$$f_a = -020v_i^2 + 6.11v_i - 1.98 \tag{4.8}$$

（2）LIM の推力を伝達関数表示する方法

この方法では，図 4.15 に示す LIM 発生推力の応答波形の実測結果から，インバータ指令電圧を入力とし LIM 発生推力を出力とする伝達関数 $G(s)$を，遅れ要素を含む 2 次系の伝達関数として求める．LIM 発生推力は，計測点や指令電圧に関わらず，ステップ状指令電圧の出力時（t=5sec）から約 0.08 秒遅れて応答していた．また，各計測点で得た推力応答波形より，伝達関数の各係数 K，ζ，ω_n を求め，最小二乗近似した結果をそれぞれ図 4.19，図 4.20 に示す．

以上の結果より伝達関数は(4.9)式で表される．

$$G(s)=e^{-0.08s}\frac{K\omega_n^{\,2}}{s^2+2\zeta\omega_n s+\omega_n^{\,2}} \tag{4.9}$$

ここで，K，ζ，ω_n の値はそれぞれ以下の通りである．また，(4.10)式中の K は前項で求めた(4.8)式の f_a である．

$$\begin{aligned} K &= -0.20v_i^{\,2}+6.11v_i-1.98 \\ \zeta &= 0.007v_i^{\,2}-0.0554v_i+0.649 \\ \omega_n &= 0.373v_i^{\,2}-5.844v_i+58.54 \end{aligned} \tag{4.10}$$

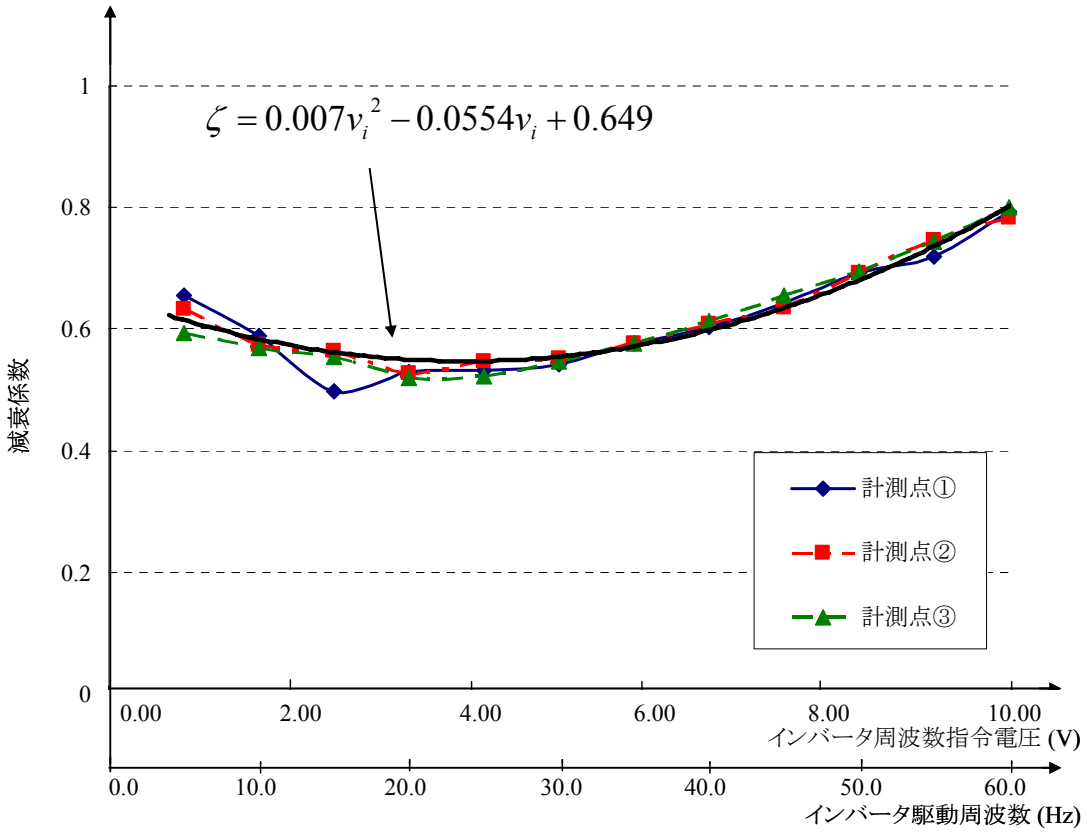


図 4.19　減衰係数 ζ

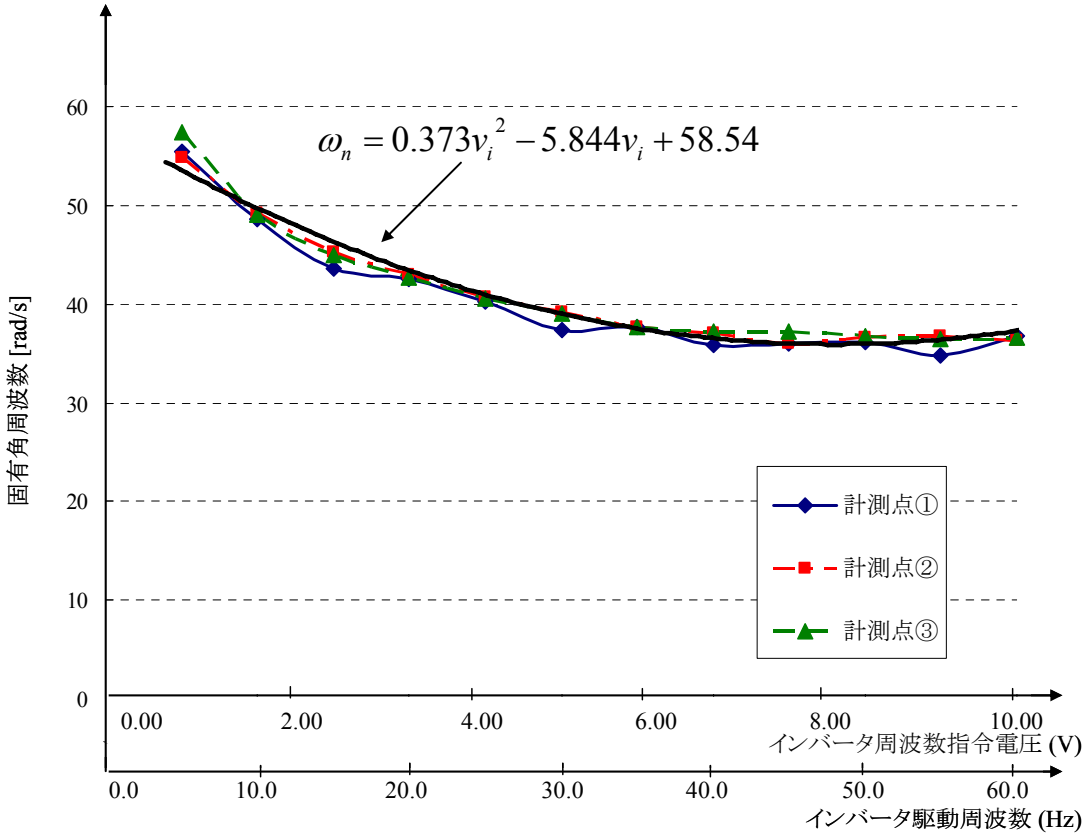


図 4.20　固有角周波数 ω_n

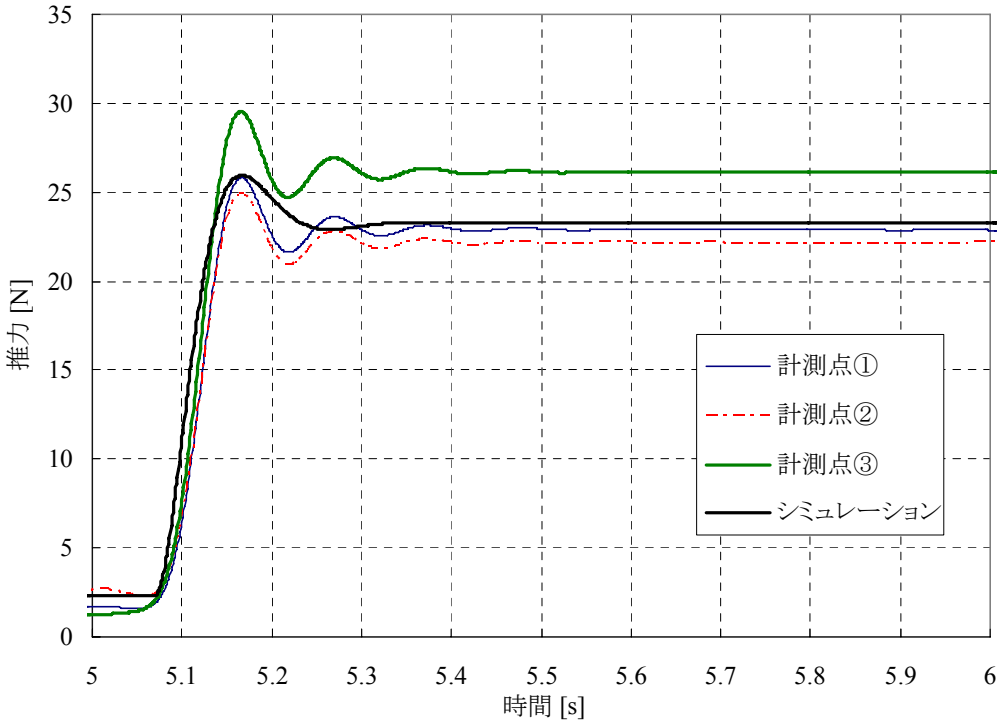


図 4.21　実測波形とシミュレーションとの比較図

次に，(4.9)式が適当であることを確かめるため，実測波形と(4.9)式を用いてシミュレーションした波形を比較する．各計測点において，インバータ指令電圧を 0.5V から 5.0V（インバータ出力周波数 30Hz）にステップ状に変化させた時の LIM 発生推力の応答（ロードセル出力）と，同条件で(4.9)式を用いてシミュレーションした波形を図 4.21 に示す．インバータ出力周波数に 30Hz を選んだ理由は，本研究で使用頻度が高いと考えられる周波数範囲が 15～45Hz の範囲だからである．

図 4.21 より，各計測点においてギャップ長が違うため推力に違いがあるが，伝達関数によるシミュレーションでは平均が取れていることがわかる．また，減衰の仕方に実測波形と二次系として近似したシミュレーション結果とで違いが見られるが，行き過ぎ時間は一致しており，行き過ぎ量も各計測点における行き過ぎ量の平均が取れている．ここで，減衰性に違いが見られた理由として，制御モデルを求めるにあたり，二次遅れ系として導出しているが，実際のシステムは，さらに高次遅れ系であったと考えられる．しかし，実際に制御を行う際に重要となってくるのが，行き過ぎ時間と行き過ぎ量であるので，求めた伝達関数は妥当であると考えられる．

4.5 揺れ角検出方法の検証 1

提案する揺れ角検出方法の妥当性を検証するため，加速度センサの出力と前節で求めた 2 つの方法で得られたリニアモータの推力を使って(4.4)式で求めたコンテナの揺れ角と，傾斜角センサの出力信号との比較を行った．検証方法は，インバータの周波数指令電圧を台形波状に変化させた時の，トロリが始動して停止するまでの 25 秒間についての各パラメータを測定した．

（1）出力周波数指令電圧の多項式で表現する方法

コンテナ揺れ角を与える(4.4)式中のリニアモータ推力を(4.8)式で表した場合の揺れ角算定値の妥当性を検証するための実験を行った．図 4.22 に，インバータの周波数指令電圧を台形波状に変化させ，トロリが始動して停止するまでの 25 秒間について各パラメータを測定した結果を示す．

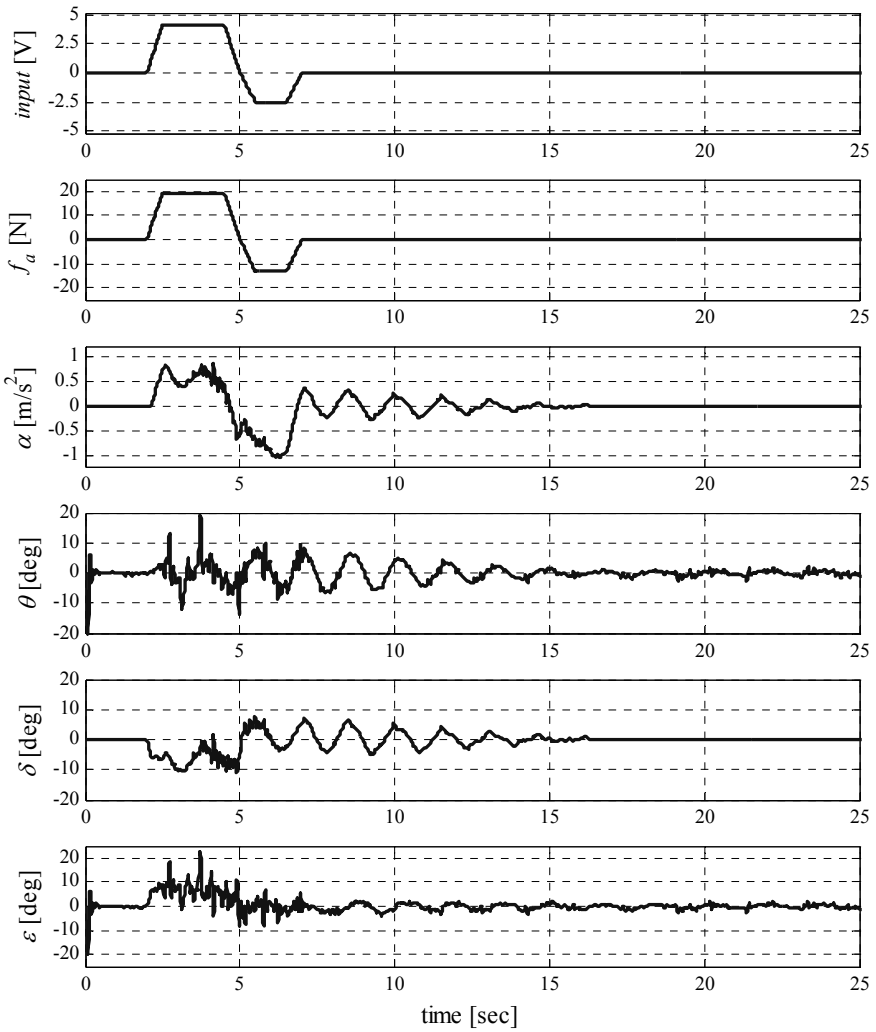


図 4.22　多項式を考慮した実験結果

図 4.22 は上から，インバータ周波数指令電圧 v_i [V]，LIM の発生推力 f_a [N]，台車の加速度 α [m/s^2]，傾斜角センサから求めたコンテナ揺れ角 θ [deg]，加速度センサを用いて(4.4)式から求めたコンテナの揺れ角推定値 δ [deg], θ と δ の偏差 ε [deg]を示している．また，このときの加速度センサ，傾斜角センサの出力信号には，トロリ台車の走行に伴う振動の影響でノイズが混入しているため, それぞれの出力信号をカットオフ周波数 10Hz のフィルタを介して取り込んでいる．

図 4.22 から分かるように, 推力が変化する直後と加速時に 10～20[deg]程度の大きな検出誤差が生じることが分かる．これらの誤差は，インバータへの周波数指令電圧が急変した場合に，リニアモータの発生推力の応答が遅れることによるものと考えられる．したがって，リニアモータの推力をインバータ周波数指令電圧の多項式として単純に表現する方式で，これらの誤差を改善することは困難と考えられる．

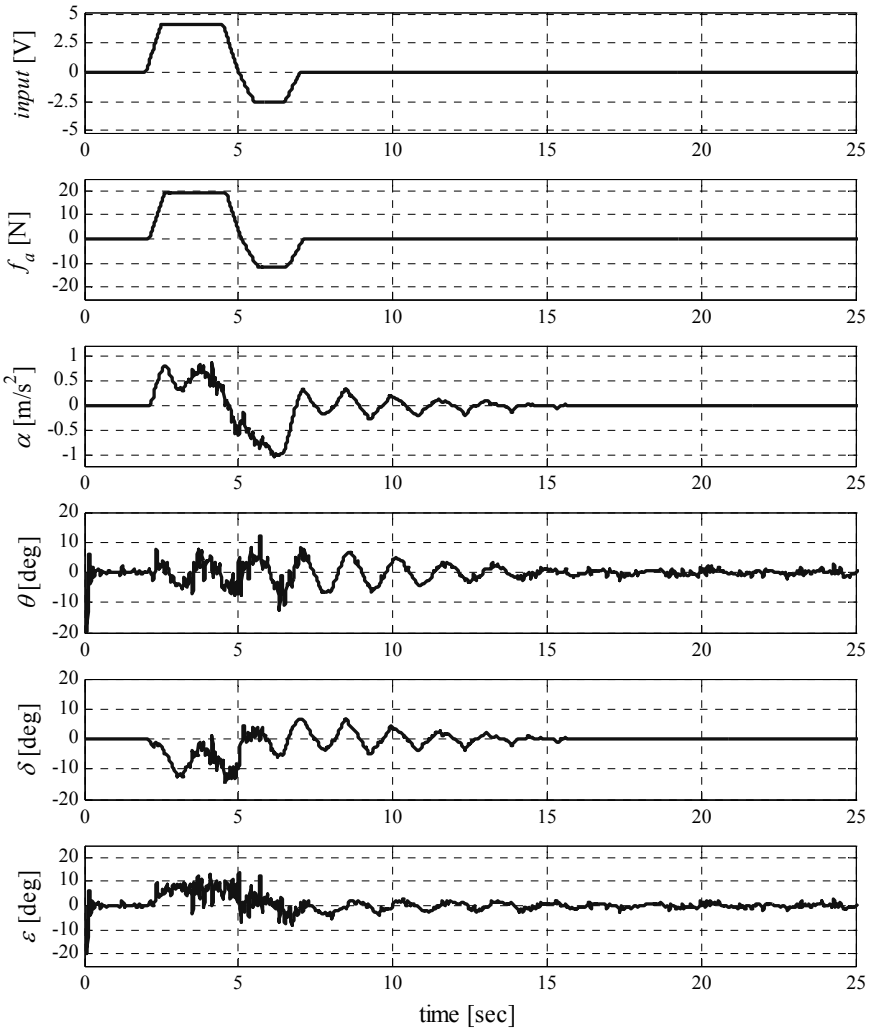


図 4.23　伝達関数を考慮した実験結果

（2）LIM の推力を伝達関数表現する方法

次に，方法（1）による誤差を改善する方法として，LIM の推力 f_a を(4.9)式で算定することにより，コンテナ揺れ角を(4.4)式で算定した場合について実験を行った．図 4.23 に，インバータ出力周波数指令電圧を台形波状に変化させたときの実験結果を示す．また，図 4.24 に，図 4.23 における傾斜角センサの出力（コンテナ揺れ角 θ），加速度センサを用いて(4.4)式から求めた揺れ角推定値 δ，θ と δ の偏差 ε の拡大図を示す．

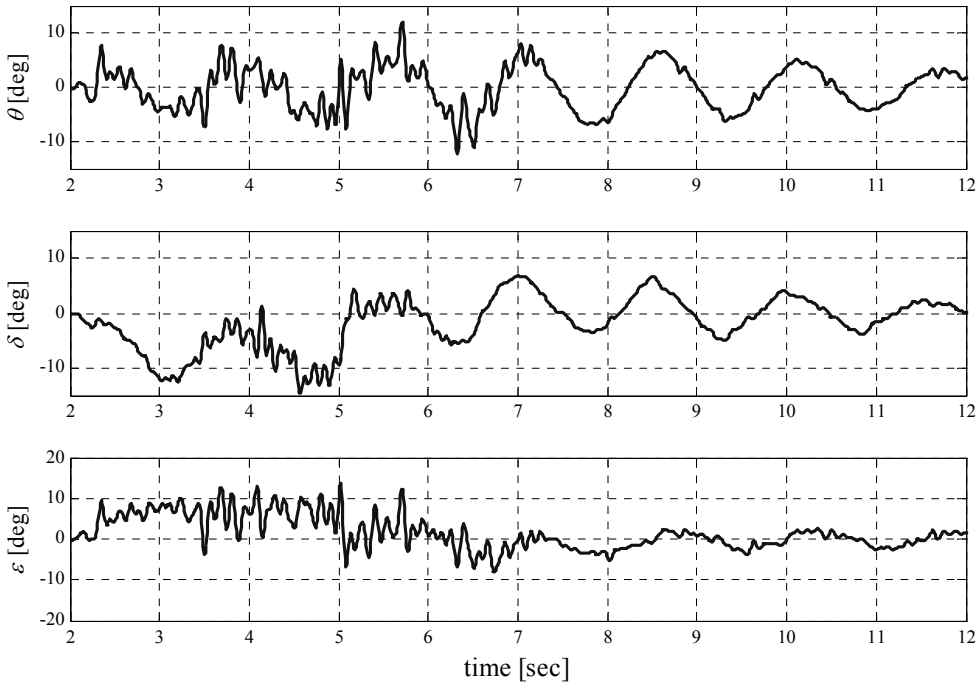


図 4.24　図 4.23 における θ，δ，ε の拡大図

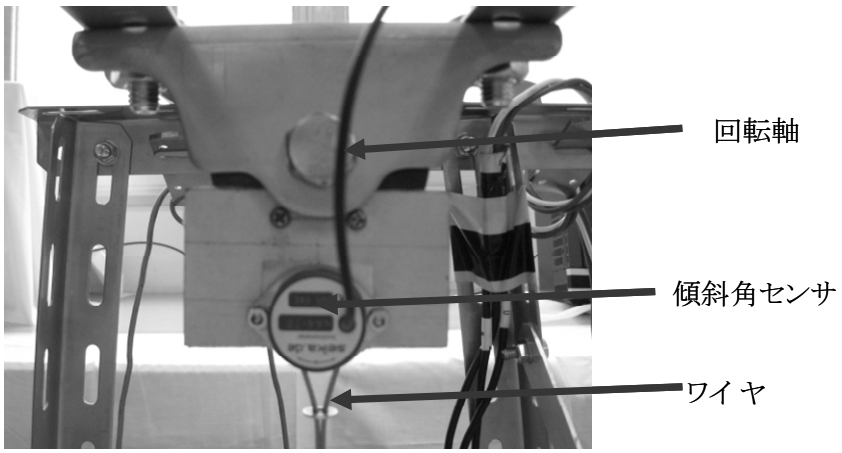


図 4.25　傾斜角センサの取付図

これらの結果から，加減速時には誤差（それぞれ 5～10[deg]，-5～-10[deg]）が生じているが，推力停止（7 秒）後からの誤差は±2 度以内となり，方法（1）に比べて，揺れ角検出精度が大きく改善されていることが分かる．また，図より傾斜角センサの出力が，LIM 始動直後にプラス側に出力されていることがわかる．これは，本実験装置において，傾斜角センサをコンテナに取り付けておらず，ワイヤを取り付けた滑車に取り付けているためだと考えられる（図 4.25 参照）．すなわち，LIM が動き始めた瞬間には，滑車の回転軸はフレームの動きにつられて前方に移動するが，コンテナは慣性でその場に残る．そのときに生じるすべりにより傾斜角センサにプラス側の出力が発生しているものと考えられる．そのため，LIM 始動直後，つまり加減速時には誤差が大きくなるものと考えられる．

また，θ と δ に位相遅れが生じているが，これは実験装置において，傾斜角センサの取り付け位置がシーブの回転軸からずれていることに起因するものと考えられる．これらの誤差の原因を検討するために，第 2 章に示した運動方程式とコンテナの揺れ角を推定する(4.4)式を使用してシミュレーションによる比較を行った．図 4.26 に図 4.23 と同じ条件でのシミュレーション結果を示す. また, 図 4.27 に図 4.23 における実験装置による揺れ角推定値 δ と, 図 4.26 におけるシミュレーション結果による揺れ角推定値 δ_s と，δ と δ_s の偏差を示す．

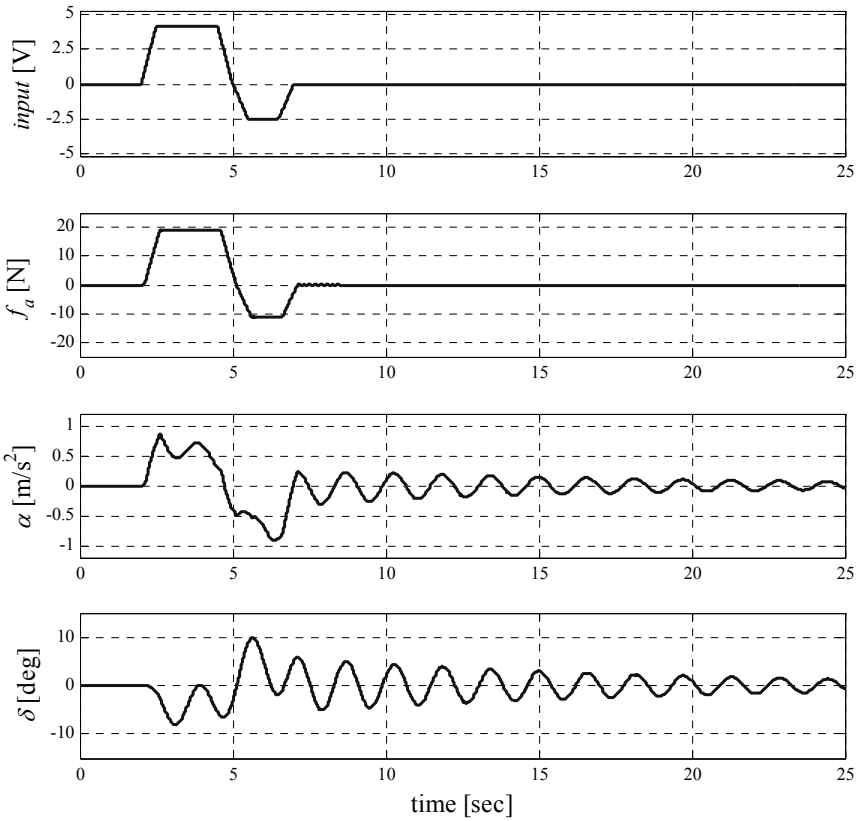


図 4.26　シミュレーション結果

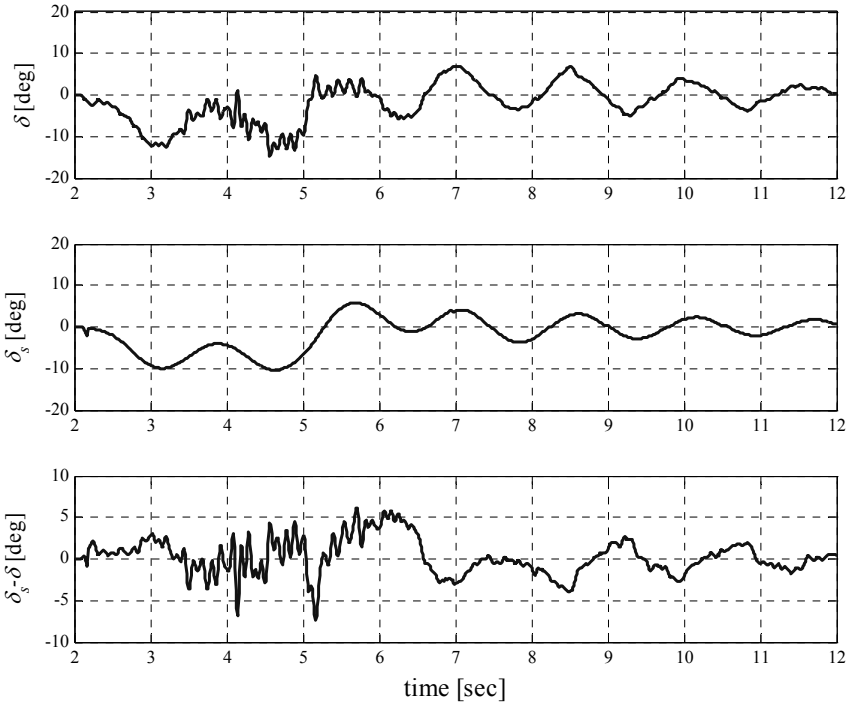


図 4.27　実験結果とシミュレーションとの比較

図 4.26，4.27 より，台車に取り付けた加速度センサの信号に基づいて推定した揺れ角推定値 δ とシミュレーションで求めた揺れ角推定値 δ_s は±5 度以内で比較的良好に一致していることが分かる．したがって，傾斜角センサの取り付け位置がシーブ部と異なることにより傾斜角センサと揺れ角推定値に差が発生していたことが分かった．これらの結果から，実験装置における加速度センサのノイズやレールのガタなどを改良することにより，コンテナ揺れ角の推定誤差をさらに改善できる見通しを得た．

4.6 揺れ角検出方法の検証 2

さらに提案する揺れ角検出方法の妥当性を検証するため，LIM の各推力計測点において，コンテナ揺動制御の実験を行い，傾斜角センサの出力信号と，加速度センサの出力から推定した揺れ角との比較を行った．検証方法は，LIM の各推力計測点において，コンテナを約 10 度揺動させた状態で揺動制御を行い，コンテナが静止するまでの間の検出揺れ角を比較した．図 4.28 に検証用の Simulink のブロック線図を示す．ここでも同様に，加速度センサ，傾斜角センサの出力は，ともに，カットオフ周波数 10Hz のフィルタを介して PC に取り込んだ．

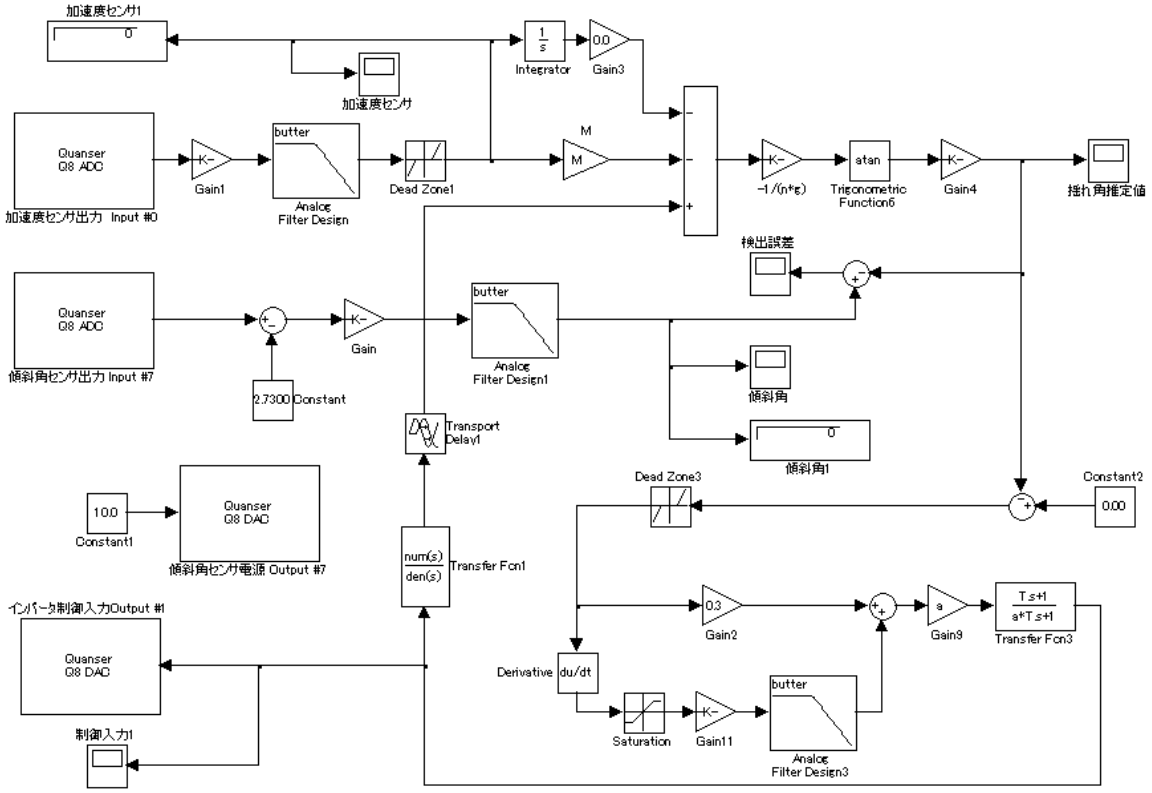


図 4.28　揺れ角検出方法検証用ブロック線図

また，LIM の発生推力を実測した位置（起点から，①0.50m，②2.25m，③4.00m の地点）により，ギャップ長が異なることから伝達関数のパラメータが異なるという結果を得たため，本検証では，加速度センサの出力からの揺れ角推定には，各計測点における実測値から求めた伝達関数を用いた．以下に各計測点における伝達関数を示す．

計測点①：

$$G_1(s) = e^{-0.08s} \frac{K_1 {\omega_{n1}}^2}{s^2 + 2\zeta_1 \omega_{n1} s + {\omega_{n1}}^2} \qquad (4.9\text{-}①)$$

ここで，K_1，ζ_1，ω_{n1} の値はそれぞれ以下の通りである．

$$K_1 = -0.204v_i^2 + 6.12v_i - 2.92$$
$$\zeta_1 = 0.008v_i^2 - 0.0635v_i + 0.667 \quad (4.10\text{-}①)$$
$$\omega_{n1} = 0.383v_i^2 - 5.945v_i + 58.22$$

計測点②：

$$G_2(s) = e^{-0.08s} \frac{K_2 {\omega_{n2}}^2}{s^2 + 2\zeta_2\omega_{n2}s + {\omega_{n2}}^2} \quad (4.9\text{-}②)$$

ここで，K_2，ζ_2，ω_{n2} の値はそれぞれ以下の通りである．

$$K_2 = -0.173v_i^2 + 5.51v_i - 1.49$$
$$\zeta_2 = 0.007v_i^2 - 0.0552v_i + 0.656 \quad (4.10\text{-}②)$$
$$\omega_{n2} = 0.344v_i^2 - 5.502v_i + 57.92$$

計測点③：

$$G_3(s) = e^{-0.08s} \frac{K_3 {\omega_{n3}}^2}{s^2 + 2\zeta_3\omega_{n3}s + {\omega_{n3}}^2} \quad (4.9\text{-}③)$$

ここで，K_3，ζ_3，ω_{n3} の値はそれぞれ以下の通りである．

$$K_3 = -0.221v_i^2 + 6.69v_i - 1.53$$
$$\zeta_3 = 0.007v_i^2 - 0.0476v_i + 0.624 \quad (4.10\text{-}③)$$
$$\omega_{n3} = 0.392v_i^2 - 6.083v_i + 59.49$$

各推力計測点において，LIM の推力 f_a を(4.9-①～③)式で算定することにより，コンテナ揺れ角を(4.4)式で算定した場合について，コンテナの揺動制御を行い，傾斜角センサの出力信号と，加速度センサの出力から得られる揺れ角とを比較した．各計測点における実験結果を，図 4.29（計測点①），図 4.30（計測点②），図 4.31（計測点③）に示す．ここで，それぞれ図は上から，インバータの入力電圧 v_i [V]，加速度センサの出力信号から得た揺れ角推定値 δ [deg]，傾斜角センサの出力信号 θ [deg]，検出誤差 $\varepsilon = \theta - \delta$ [deg]である．

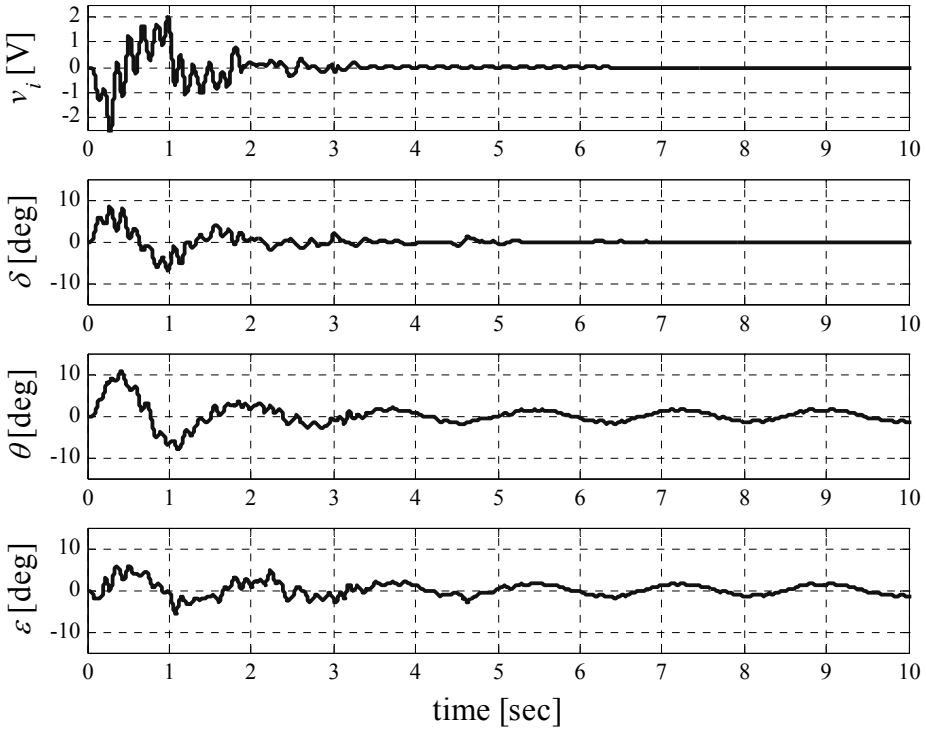


図 4.29　提案した揺れ角検出方法の検証結果（計測点①：0.50m 地点）

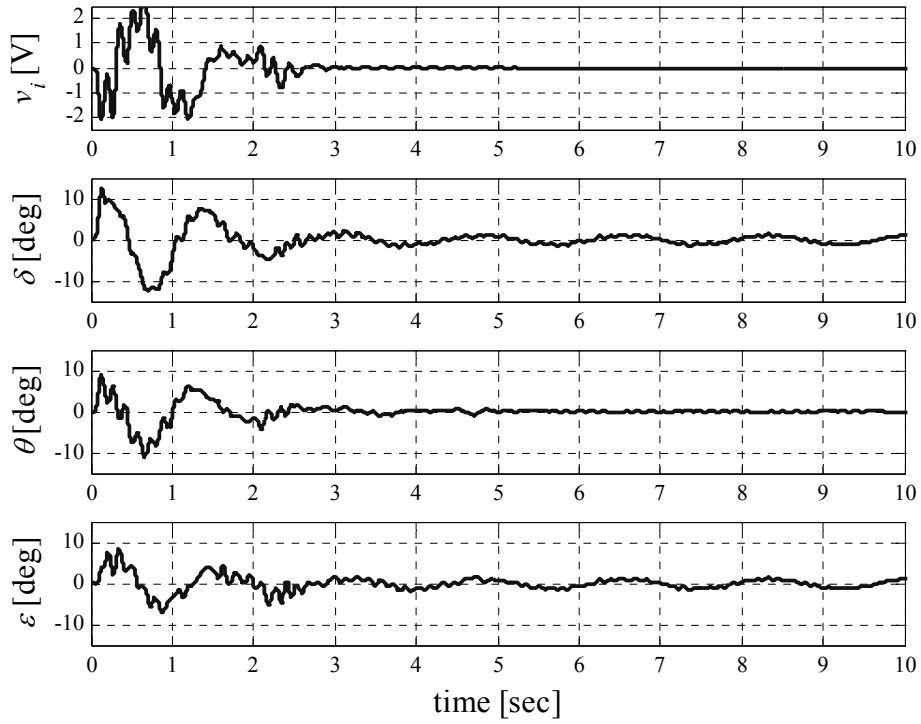


図 4.30　提案した揺れ角検出方法の検証結果（計測点②：2.25m 地点）

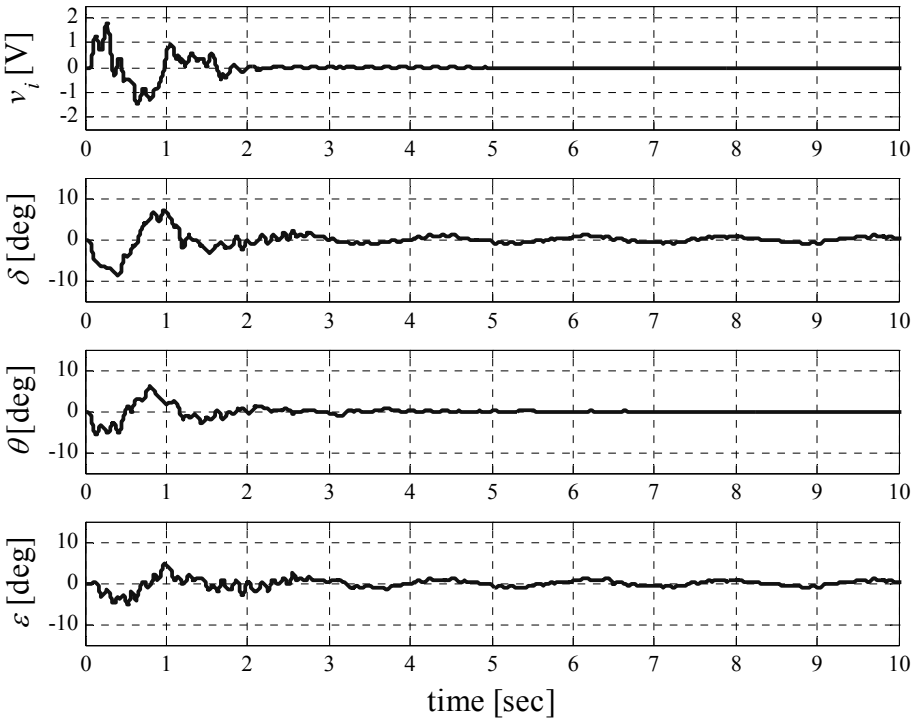


図 4.31　提案した揺れ角検出方法の検証結果（計測点③：4.00m 地点）

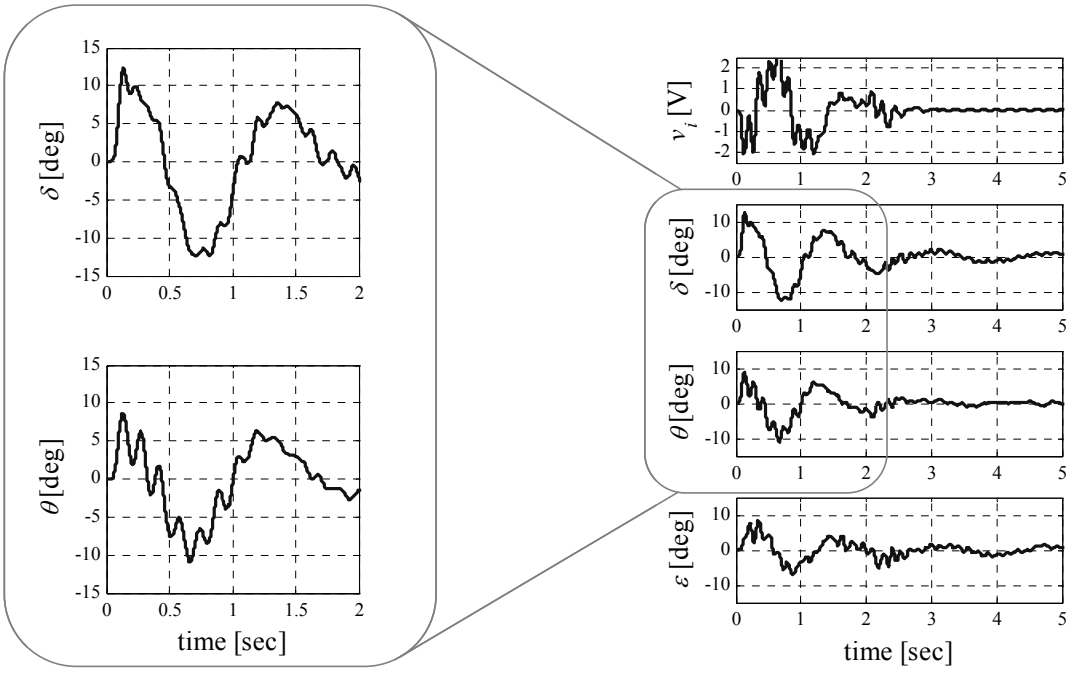


図 4.32　傾斜角センサの出力信号と揺れ角推定値の拡大図

図 4.29，図 4.30，図 4.31 から，傾斜角センサの出力と提案する揺れ角検出方法での揺れ角推定値との間には，約-6 度～+8 度の検出誤差があることがわかった．しかし，傾斜角センサの出力信号と揺れ角推定値を比較してみると（図 4.32），位相がずれており，振幅を比較すると，実際には誤差が約-3 度～+3 度の範囲であることがわかった．この位相のずれの主因は，本実験装置において傾斜角センサの取り付け位置がワイヤの回転軸からずれている（図 4.25 参照）ためだと考えられる．

次に，傾斜角センサの出力信号と加速度センサの出力からの揺れ角推定値の位相のずれを確認するため，制御をしていない状態で揺れ角検出実験を行った．結果を図 4.33 に示す．図は上から，加速度センサの出力信号から得た揺れ角推定値 δ [deg]，傾斜角センサの出力信号 θ [deg]である．同図より，傾斜角センサの出力信号は，加速度センサの出力からの揺れ角推定値に対して約 0.15 秒遅れていることがわかった．

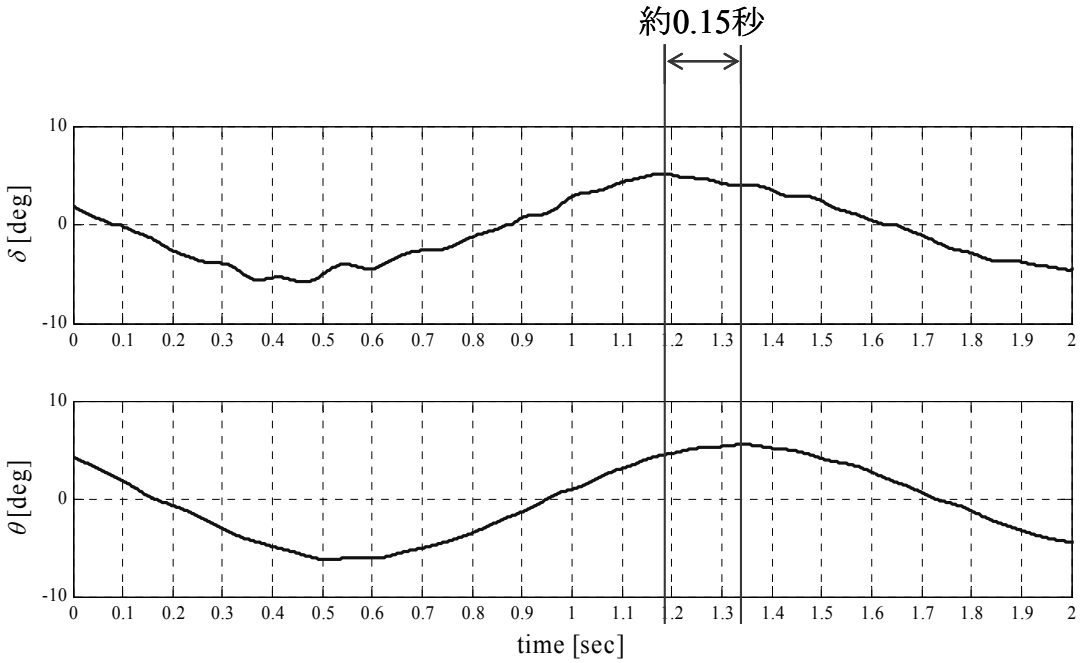


図 4.33　揺れ角推定値の位相のずれ

4.7 まとめ

リニアモータ駆動式コンテナクレーンシステムにおいて，吊り下げているコンテナの揺動を制御するためには，そのコンテナの揺れ角を検出することが必要であり，簡便な揺れ角検出方法の開発が期待されている．本章では，トロリの進行方向加速度を検出する加速度センサの出力信号から，コンテナの揺動の反力としてトロリに作用する進行方向力を推定し，コンテナの揺れ角を推定する方法を提案し，その妥当性についてシミュレーション検討を行い，提案する方法の有効性について実験装置で確認した．

また提案方法においては，実際のコンテナクレーンに対して，コンテナ質量の設定値と実際のコンテナ質量との間に誤差があると，揺れ角の検出精度に大きく影響することが想定される．そこで，コンテナ質量の設定誤差がコンテナ揺れ角検出誤差に与える影響を，Simulink を使用したシミュレーションにより検討した．その結果，コンテナの実際の質量を 40ft コンテナ満載時の 30ton とした場合，±1 度以内の精度でコンテナ揺れ角を検出するには，コンテナ質量を-4ton~+5ton の範囲内の精度で把握する必要のあることが分かった．タンカーやトラックに積載する場合を考慮すると，コンテナ質量はかなり良い精度で把握できるものと考えられる．これらのことを考慮すると，ノイズが少なく精度の良い加速度センサを使用することができれば，提案した揺れ角検出手法は有効な手法であると考えられる．

そこで，提案しているシステムの妥当性を評価するために小形の実験装置を製作した．この実験装置には，種々の実験が行えるように，さまざまなセンサを取り付けてある．

提案する揺れ角検出方法の妥当性の検証の前段階として，揺れ角検出に必要となるリニアモータの発生推力を推定するため，インバータへの指令電圧を入力とし，リニアモータの発生推力を出力とする伝達関数を実験結果から求め，推力応答波形の実測結果と，二次系として近似した伝達関数を用いたシミュレーションによる推力応答波形の比較を行った．その結果，減衰性に違いが見られたが，行き過ぎ量・行き過ぎ時間は概ね一致した，良好な制御モデルを得ることができた．ここで，減衰性に違いが見られた理由として，制御モデルを求めるにあたり，二次遅れ系として導出しており，実際のシステムは，さらに高次遅れ系であったと考えられる．

提案する揺れ角検出方法の妥当性を検証するため，インバータの周波数指令電圧を台形波状に変化させた時の走行実験を行い，傾斜角センサの出力信号と，加速度センサの出力から推定した揺れ角との比較を行った．その結果から，加減速時には誤差が生じているが，推力停止後からの誤差は±2 度以内となり，比較的良好に一致していることが分かった．加減速時における誤差の原因を検討するために，実験結果とシミュレーションによる比較を行った．台車に取り付けた加速度センサの信号に基づいて推定した揺れ角推定値とシミュレーションで求めた揺れ角推定値は比較的良好に一致していることが分かった．

さらに，各推力測定地点で得られた伝達関数を用いてコンテナ揺動制御実験を行い，傾斜角センサの出力と，加速度センサの出力から得た揺れ角推定値との比較を行った．その結果，提案する揺れ角検出方法での揺れ角推定値には，傾斜角センサの出力信号に対して，約-3 度～+3 度の誤差があることがわかった．しかし，傾斜角センサの出力信号と揺れ角推定値では

位相がずれており，出力信号としては，約-6 度～+8 度の誤差が検出された．この位相のずれの主因は，本実験装置において傾斜角センサの取り付け位置がワイヤの回転軸からずれているため，傾斜角センサの出力信号が，実際の揺れ角の位相とずれていることによるものと考えられる．

そこで，傾斜角センサの出力信号と加速度センサの出力からの揺れ角推定値の位相のずれを確認するため，制御をしていない状態で揺れ角検出実験を行った．その結果，傾斜角センサの出力信号は，加速度センサの出力からの揺れ角推定値に対して約 0.15 秒遅れていることがわかった．また，揺れ角推定値に誤差が生じる主因は，トロリ支持車輪とレールとの抵抗を無視したためだと考えられる．

以上のことより，実験装置では実際のシステムと比べて，吊り下げ部質量に対するトロリ台車の質量が小さいため，トロリ台車に作用するコンテナ揺動の反作用が相対的に小さくなり，揺れ角の推定精度が低下するためと考えられる．これらの検討結果より，提案している検出方法は良好に使用できることが分かった．

次章では，本章で提案したコンテナ揺れ角検出方法を利用したコンテナ揺動抑制とトロリ駆動の双方について性能を両立させる統合制御システムの実現法として，制御系を設計した結果について述べる．そして，シミュレーションと小形の実験装置を使用した実験結果により，提案システムの妥当性と有用性を検証した結果について紹介する．

第 5 章

リニアモータ駆動コンテナクレーン統合制御システム

5.1 はじめに

コンテナターミナルにおける荷役効率の更なる向上，オペレータの疲労軽減，安全性の向上などを目的として，コンテナクレーンの自動化技術の開発が行われている．コンテナクレーンの自動運転を実現するためには，短い時間でトロリが目標位置に到達し，かつ，コンテナの揺れが残らないようにコンテナの揺動抑制制御を行う必要がある．コンテナの揺動抑制制御に関しては，一層の制御精度の向上や制御時間の短縮が期待されている．コンテナの揺動抑制制御の方法としては，スプレッダ上に搭載した錘を揺れに応じて変位させ，その反作用力で揺れを抑える方法[28]や，ランドマークをスプレッダ上に 2 つ設置し画像処理によりスプレッダの位置を検出することで揺れと高さを計測しスプレッダの揺れを抑制する方法[29]も提案されている．

本章では，提案システムにおいて，コンテナ揺動抑制とトロリ駆動の双方について性能を両立させる高性能な統合制御システムの実現法として，最適レギュレータを用いて制御系の設計を行い，シミュレーションと小形の実験装置を使用して妥当性と有用性を検証した結果を述べる[30]．さらに，コンテナ質量の設定誤差が，トロリ台車駆動制御特性，及び，コンテナ揺動抑制制御特性に与える影響についてシミュレーションにより検討した結果を述べる．

5.2 統合制御システムの設計

ここで，M [kg]はトロリの質量，m [kg]は吊り下部の質量，l [m] は吊下げワイヤの長さ，θ [rad]は吊り下げワイヤの鉛直軸に対する角度,f_a [N]はリニアモータの発生推力である. なお，吊下げワイヤの長さ l は，5.4 節では変化する場合を考慮し，5.3 節のシミュレーションおよび実験，5.5 節では一定とする場合を検討する．

ここで，第 2 章で示した運動方程式を基に，本システムの状態変数 x として(5.1)式のように，トロリの位置 x_t と速度 $\dot{x}_t$，コンテナ（吊り下げ部）の揺れ角 θ と揺動速度 $\dot{\theta}$，を選ぶと，システムの状態方程式は(5.2)式で表される．ここで示した状態方程式は，θ が小さいものとして線形近似して導出したものである．

$$\boldsymbol{x} = \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & x_4 \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} x_t & \dot{x}_t & \theta & \dot{\theta} \end{bmatrix}^T \tag{5.1}$$

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{b}u \\ \boldsymbol{y} = \boldsymbol{C}\boldsymbol{x} \end{cases} \tag{5.2}$$

ここで，$\boldsymbol{A}, \boldsymbol{b}, \boldsymbol{C}$ はそれぞれ以下に示す行列である．

$$\boldsymbol{A}=\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\dfrac{c_t}{M} & \dfrac{m}{M}g & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\dfrac{Mc_c - mc_t}{Mml} & -\dfrac{M+m}{Ml}g & -\dfrac{c_c}{m} \end{bmatrix},\quad \boldsymbol{b}=\begin{bmatrix} 0 \\ \dfrac{1}{M} \\ 0 \\ -\dfrac{1}{Ml} \end{bmatrix},\quad \boldsymbol{C}=\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

ここで，c_t [Ns/m]はトロリ支持車輪の摩擦係数，c_c [Ns/m]は吊り下げワイヤの摩擦係数，u は入力信号，つまりリニアモータの発生推力f_a [N]である．

実際のシステムに必要となる位置制御を加味した揺動抑制制御についてシミュレーション検討する．ここでは，トロリ台車に装着した加速度センサから加速度を測定し，それを積分することで速度，位置を検出し，また，前章で示した加速度センサを利用してコンテナの揺れ角を検出する方法により揺れ角，揺れ角の変化率を検出でき，(5.1)式に示した状態変数を検出できるものとする. そして, 次式に基づく状態フィードバック制御を行うことを考える. 図 5.1 にシステムのブロック線図を示す.

$$\boldsymbol{e}=\boldsymbol{u}-\boldsymbol{F}\boldsymbol{x} \tag{5.3}$$

ここで, $\boldsymbol{F}$=[f_1 ,f_2 ,f_3 ,f_4]はフィードバック係数であり, それぞれの単位は, f_1 [N/m], f_2 [Ns/m], f_3 [N/rad], f_4 [Ns/rad]となる．フィードバック係数を求める手法として，極配置法，根軌跡法など様々な手法がある．本論文では，前節で求めた(5.2)式の状態方程式に対して，次式の評価関数 J に与える重み行列 $\boldsymbol{Q}$ と重み係数 R を調整することによって，最適フィードバックゲイン $\boldsymbol{F}$ を求める最適レギュレータを適用する．

$$J=\int_0^{\infty}\left(\boldsymbol{x}^T\boldsymbol{Q}\boldsymbol{x}+\boldsymbol{u}^T R\boldsymbol{u}\right)dt \tag{5.4}$$

ここで，$\boldsymbol{Q}$ は以下に示す行列である．

$$\boldsymbol{Q}=\begin{bmatrix} w_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & w_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w_4 \end{bmatrix}$$

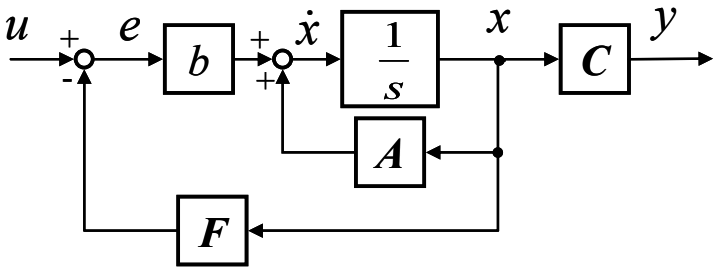


図 5.1　システムのブロック線図

5.3 実験装置による提案システムの妥当性検証

本節では，MATLAB/Simulink を使用したシミュレーションにより制御系を設計し，前章で紹介した小形実験装置を使用して実験を実施し，提案した統合制御システムの妥当性と有用性を検証した結果を述べる[31][32]．図 5.2 にシミュレーションに使用したブロック図を，シミュレーションに使用したパラメータを表 5.1 に示す．

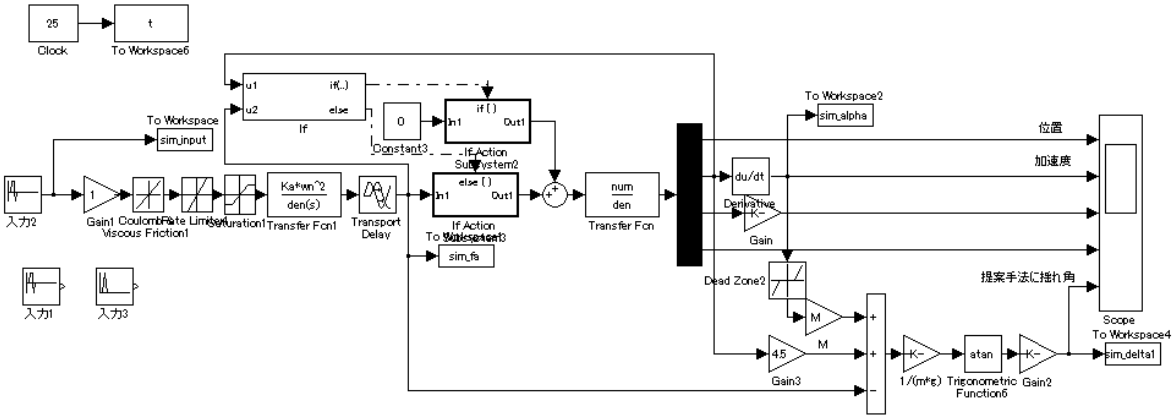


図 5.2　実験装置における統合制御システム用ブロック図

表 5.1　シミュレーションに用いたパラメータ

Mass of the moving part (M)	17.4 kg
Mass of hanged weight (m)	5.2 kg
Length of suspension wire (l)	0.8 m
Length of the rail	約 5 m

5.3.1 シミュレーションによる妥当性検証

まず，(5.4)式の評価関数における重み係数を種々変化させて，設定した目標に対して最適な応答が得られるフィードバック係数を求める．ここでは，(a) コンテナの揺動抑制に主眼をおいた制御，(b) コンテナの搬送所要時間に主眼をおいた制御，(c) コンテナの搬送所要時間とコンテナの揺れ角抑制の両立に主眼をおいた制御のそれぞれについて制御系を設計し，シミュレーションにより諸特性を確認する．重み係数を変えた場合のシミュレーション結果を図 5.3(a), (b), (c)に示す. これらの図は上から, LIM の発生推力 f_a [N], トロリ台車の位置 x [m] とその目標値，トロリ台車の速度 v [m/s]とその目標値，トロリ台車の加速度 α [m/s^2]，揺れ角推定値より求めたコンテナ揺れ角 δ [deg]である．

(a) コンテナの揺動抑制に主眼をおいた制御

図 5.3(a)に重み係数を(w_1, w_2 ,w_3 ,w_4)=(5, 5, 20, 20)としたときのシミュレーション結果を示

す．図 5.3(a)において，コンテナの最大揺れ角は-3 度，整定時間は起動後約 12 秒で，停止後は脈動することなく搬送されることが分かった．しかし，トロリ台車の目標位置への到達時間は起動後約 13 秒以上要していることが分かる．

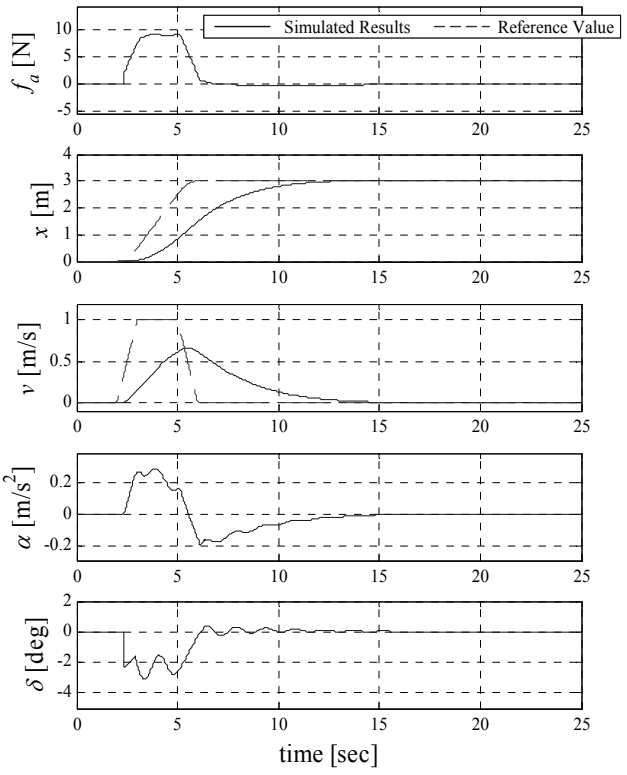
（b）コンテナの搬送所要時間に主眼をおいた制御

図 5.3(b)に重み係数を(w_1, w_2 ,w_3 ,w_4)=(50, 50, 0, 0)としたシミュレーション結果を示す．図 5.3(b)に示すように，搬送時間は起動後約 9 秒に短縮されることがわかる．しかし，コンテナの最大揺れ角は約-10 度と大きくなることが分かる．さらに，トロリ台車が目標位置に到達した後でも±2 度の微小な揺動が続くことが分かる．

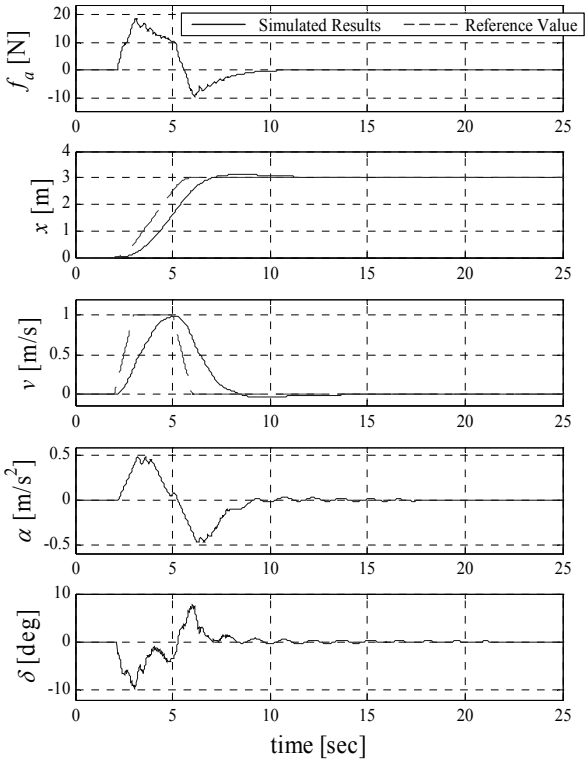
（c）コンテナの搬送所要時間とコンテナの揺れ角抑制の両立に主眼をおいた制御

揺れ角抑制と搬送速度の統合的な制御を実現するために，重み係数を(w_1, w_2 ,w_3 ,w_4)=(10, 30, 20, 20)としてシミュレーションした結果を図 5.3(c)に示す．図より，コンテナの揺れ角の整定時間は起動後約 12 秒で，最大揺れ角も-4 度以下となることが分かった．また，搬送所要時間は起動後約 7 秒で，オーバーシュートすることなく目標値 3.0m に到達して停止することが分かる．

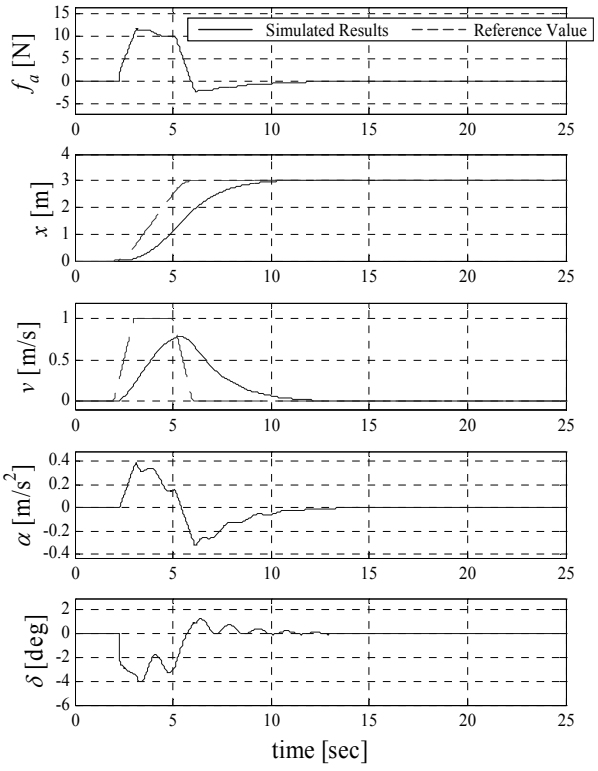
以上の結果，重み関数の値を(w_1, w_2 ,w_3 ,w_4)=(10, 30, 20, 20)とした場合に，スムーズな走行でコンテナの揺動もなく最適な制御ができることが分かった．



(a) w_1=5, w_2=5, w_3=20, w_4=20



(b) w_1=50, w_2=50, w_3=0, w_4=0



(c) w_1=10, w_2=30, w_3=20, w_4=20

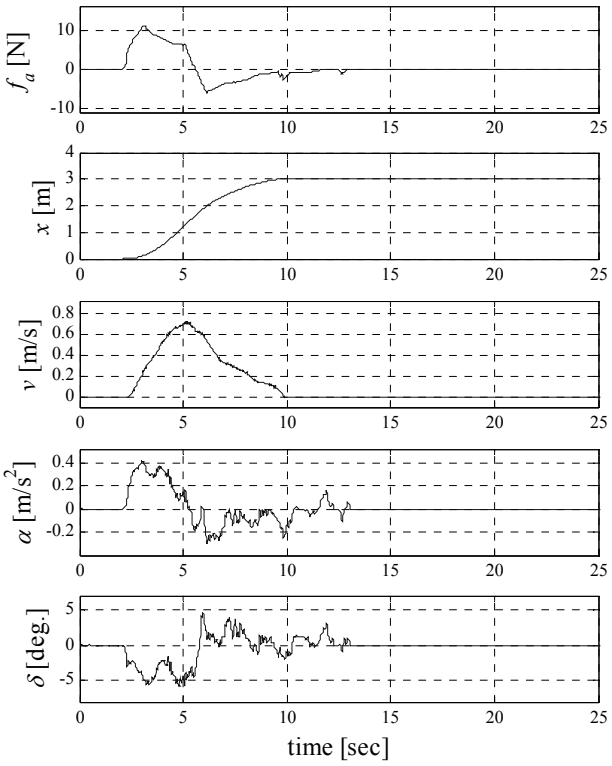
図 5.3　シミュレーション結果

5.3.2 実験装置による妥当性検証

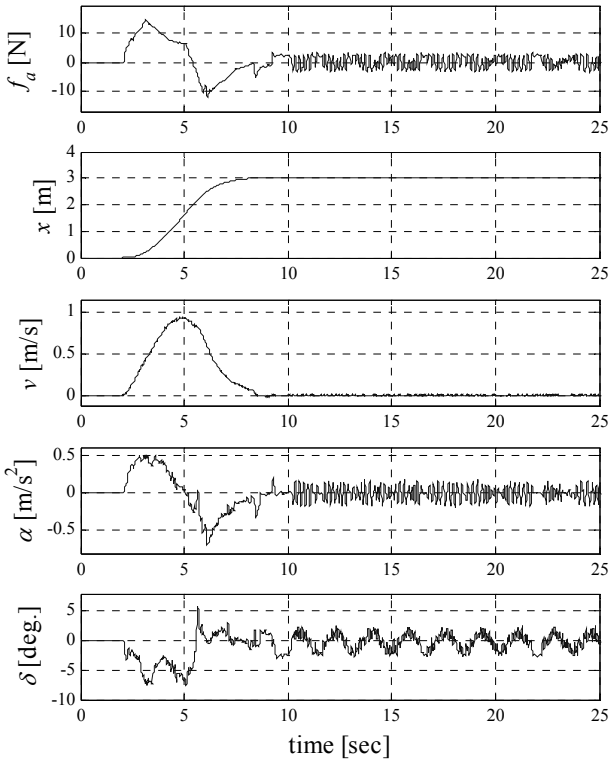
前章で紹介した実験装置を使用して，シミュレーションと同様に重み係数を変えた場合の実験結果を図 5.4(a), (b), (c)に示す．これらの図は上から，LIM の発生推力 f_a [N]，トロリ台車の位置 x [m]，トロリ台車の速度 v [m/s]，トロリ台車の加速度 α [m/s^2]，揺れ角推定値より求めたコンテナ揺れ角 δ [deg]である．

（a）コンテナの揺動抑制に主眼をおいた制御

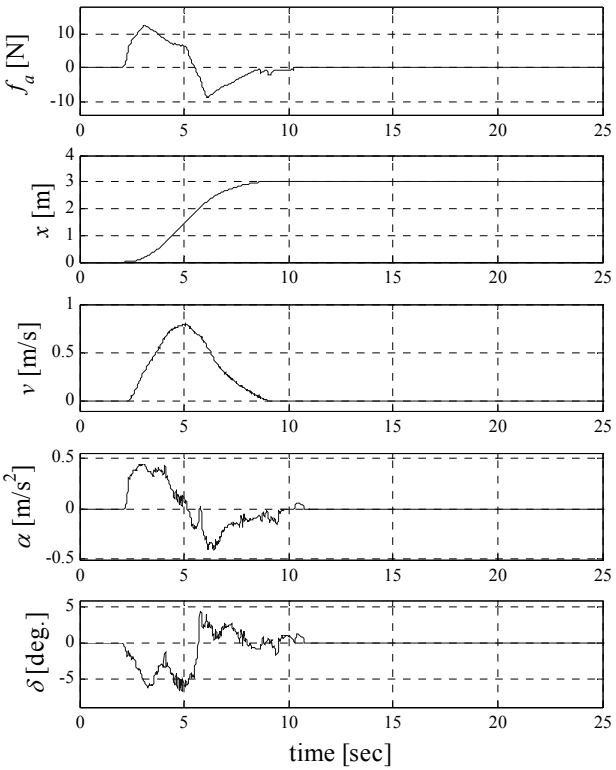
図 5.4(a)に重み係数を(w_1, w_2 ,w_3 ,w_4)=(5, 5, 20, 20)としたときの実験結果を示す．図より，コンテナの最大揺れ角は-5 度，搬送時間は 10 秒となることが分かる．ここで，t=5 [sec]付近での揺れ角推定値をシミュレーション結果（図 5.3(a)）と比較すると，約 3 度大きいことが分かる．これは，コンテナ揺れ角を推定する(4.4)式において，リニアモータの発生推力 f_a の値の設定誤差によるものと考えられる．すなわち，実験装置では，組み立て精度が悪いため，トロリ台車の位置によって，トロリ台車に取り付けたリニアモータ一次鉄心と軌道側のリニアモータ二次導体との間のギャップが変動し，リニアモータの発生推力も変動する．これに対して，シミュレーションでは，台車位置 3 箇所における推力測定値の平均値を使用し，トロリ台車位置によらず一定としていることによるものと考えられる．以上のことを考慮すると，実験結果は，図 5.3(a)のシミュレーション結果と比較的良好に一致していると考えられる．



(a) w_1=5, w_2=5, w_3=20, w_4=20



(b) w_1=50, w_2=50, w_3=0, w_4=0



(c) w_1=10, w_2=30, w_3=20, w_4=20

図 5.4　実験結果

（b）コンテナの搬送所要時間に主眼をおいた制御

図 5.4(b)に，重み係数を(w_1, w_2 ,w_3 ,w_4)=(50, 50, 0, 0)としたときの実験結果を示す．図 5.4(b)より，搬送時間は起動後 5 秒まで短縮でき良好な位置制御ができている．しかしながら，台車が目標位置に到達して停止した後にも，コンテナの揺動の影響を受けて台車が揺動していることが確認できる．これは，コンテナの揺れに相当する重み係数 w_3, w_4 の値を 0 としたため，コンテナの揺動抑制ができていないことによるものである．

（c）コンテナの搬送所要時間とコンテナの揺れ角抑制の両方に主眼をおいた制御

揺れ角制御と目標位置制御の統合制御を実現する重み係数の組合せである(w_1, w_2 ,w_3 ,w_4)=(10, 30, 20, 20)としたときの実験結果を図 5.4(c)に示す．図より，所定位置でのコンテナ揺れ角の整定時間が起動後約 9 秒，搬送所要時間は起動後 8 秒以内，目標値 3.0m で停止していることが分かる．この結果，重み関数の値を w_1=10, w_2=30, w_3=20, w_4=20 とした場合に，スムーズな走行でコンテナの揺動もなく最適な制御ができることを確認した．

これらのシミュレーション結果と実験結果より，最適レギュレータの重み係数のバランスを考慮することで，最適なコンテナの搬送ができることが分かった．また,実験装置における架台の影響を考慮すると，シミュレーション結果と実験結果は，提案方法の妥当性を示すものであると言える．

5.4 実システムにおける統合制御特性の検討

実システムモデルを対象としたシミュレーションを行うことにより，提案システムの妥当性と有用性を検証する[33][34].

なお，実際のシステムはコンテナを把持するワイヤの長さを変化させ，コンテナターミナルに停止しているトラックまで運搬している．そこで，ワイヤ長さの変化を考慮した揺れ角制御シミュレーションを行った．シミュレーションに使用したパラメータを表 5.2 に示す．また，コンテナの搬送距離を 40m とし，このとき，コンテナ船上から岸壁のトラックの荷台への搬送を想定して，ワイヤの長さ l を 20～14m，14m 一定，14～29m とし，ワイヤの巻上げ速度を 1.5m/s とした．今回，Simulink で作成したブロック図を図 5.5 に示す．

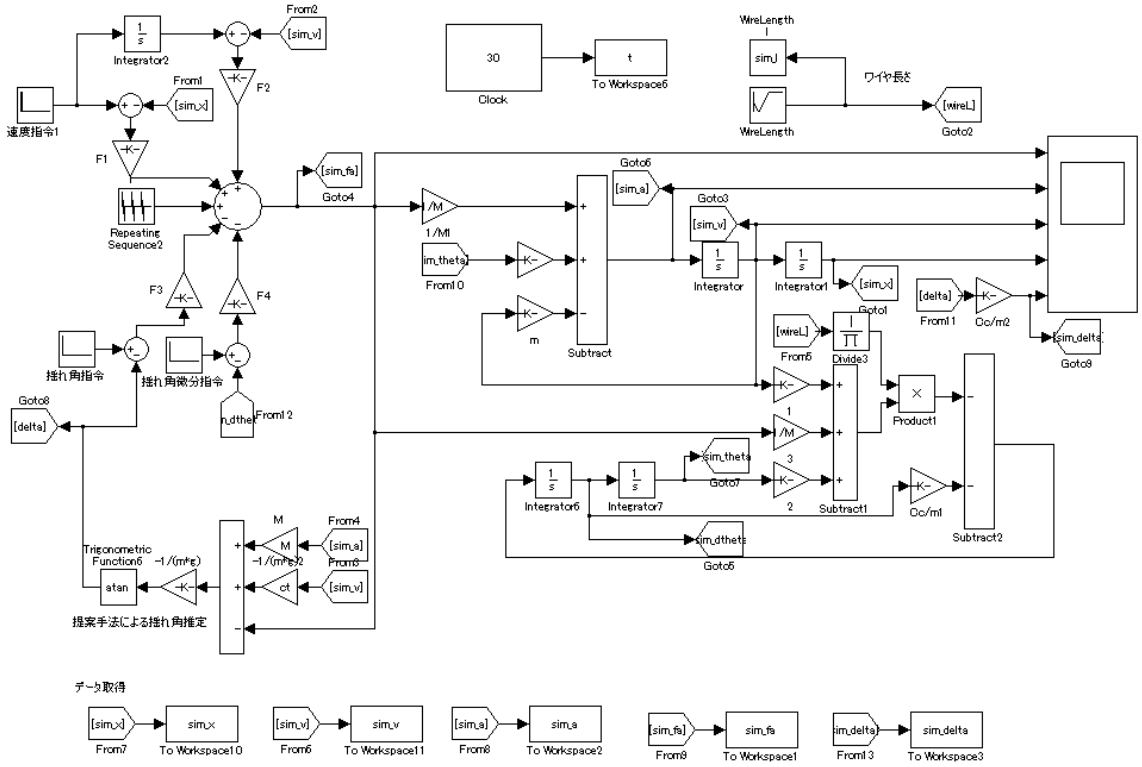


図 5.5　実システムにおける統合制御システム用ブロック線図

表 5.2　シミュレーションに用いたパラメータ

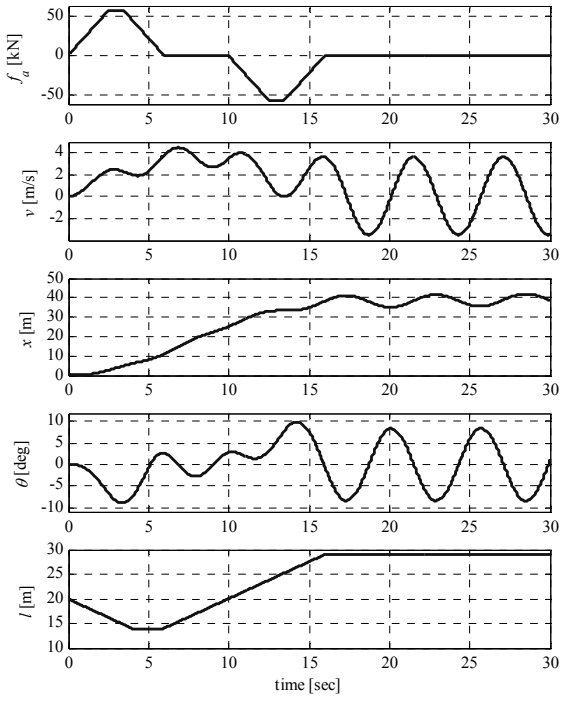
Description	Symbol	Value
Mass of Trolley	M	15 ton
Total Mass of Hanged Part	m	41 ton
Wire Length	l	14~29 m
Friction Coefficient of Wheels	c_c	0.05 Ns/m
Friction Coefficient of Sheaves	c_t	0.05 Ns/m

5.4.1 シミュレーションによる妥当性検証

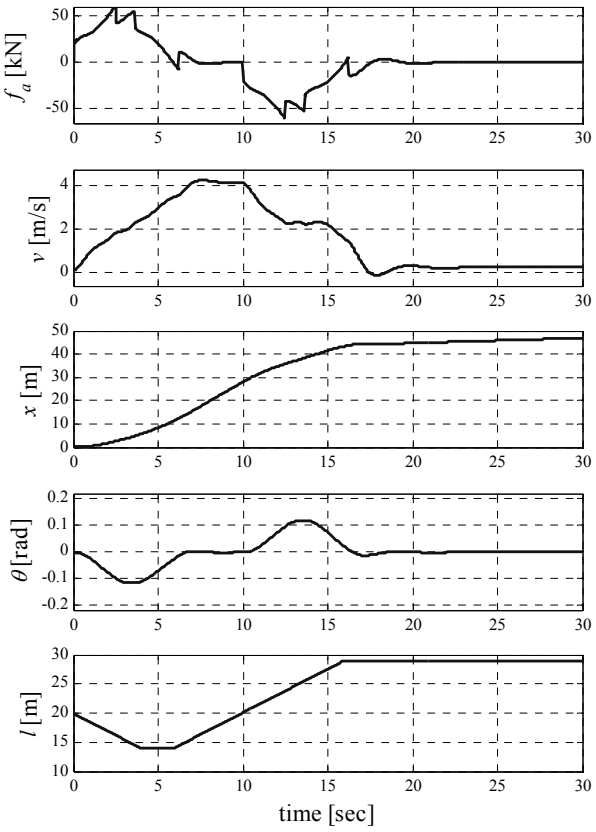
評価関数における重み係数を種々変化させて，設定した目標に対して最適な応答が得られるフィードバック係数を求める．ここでは，(a) オープンループ制御時（$\boldsymbol{F}$=0），(b) コンテナ揺動抑制御時（w_1=0, w_2=0, w_3=w_4=400），(c) 台車の走行制御（位置決め制御）と揺動抑制制御との統合制御時（w_1=200, w_2=600, w_3=w_4=400）のそれぞれについて制御系を設計し，シミュレーションにより諸特性を確認する．重み係数を変えた場合のシミュレーション結果を図5.6(a), (b), (c)に示す．これらの図は上から，リニアモータ発生推力 f_a [kN]，トロリ台車の速度 v [m/s]，トロリ台車の位置 x [m]，コンテナの揺れ角 θ [deg]，吊り下げワイヤの長さ l [m]を示している．

統合制御時に使用したフィードバック係数は, 吊り下げワイヤの長さ l として平均値 22 [m] を用い, 重み係数(w_1, w_2 ,w_3 ,w_4)=(200, 600, 400, 400)と設定し, 5.2 節の方法で求めた値である．l の値が変化しているので(5.4)式の評価関数の最適性は保証されないが, もともと重み係数自体を試行錯誤的に求めているので問題とはならない．また，シミュレーションの l の範囲では，フィードバック制御系が不安定にならないことは確認した．

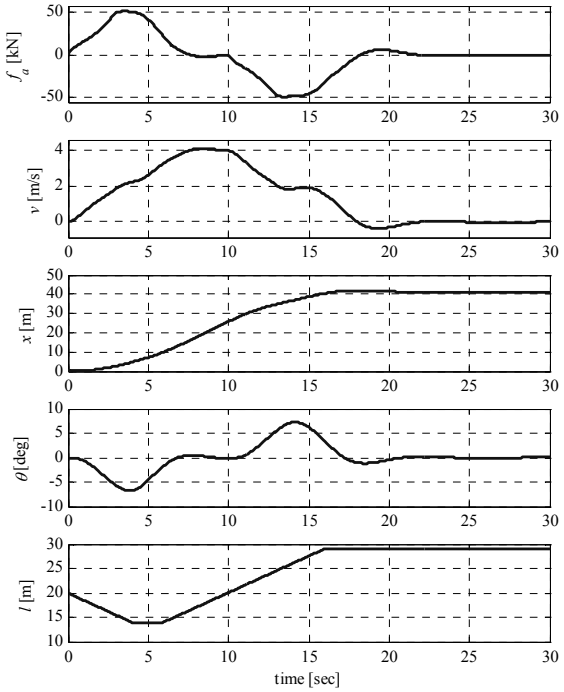
図 5.6(a)のオープンループの場合には, 台形波の推力パターンでトロリ台車を走行させても, コンテナの揺れ角は，加速時に-8.8 度，減速時に 9.8 度と大きく揺れ，定速運転時には±3.0 度で揺動し，推力停止後もコンテナは±7.5 度の範囲で揺動し続けることが分かる．また，リニアモータの励磁オフ後もコンテナの揺動の反力を受けたトロリ台車は目標位置 40m を超えた位置を中心に前後動を続けることが分かる．



(a) $\boldsymbol{F}$=0



(b) w_1=0, w_2=0, w_3=w_4=400



(c) w_1=200, w_2=600, w_3=w_4=400

図 5.6　実システムにおける走行シミュレーション

コンテナ揺れ角制御時のシミュレーション結果（図 5.6(b)）から，加減速時におけるコンテナの最大揺れ角は約 2.3 度低減されることが確認できる．また，定速運転時，発生推力停止後のコンテナの揺れはほぼ 0 度と，コンテナ揺動が抑制されていることが分かる．しかしながら，位置，速度に対するフィードバック係数を 0 としたため台車の位置決めがうまくいってないことが分かる．

統合制御時のシミュレーション結果（図 5.6(c)）から，加減速時におけるコンテナの最大揺れ角は 2.5 度ほど低減されることが確認できる．また，定速運転時，発生推力停止後のコンテナの揺れはほぼ 0 度と，コンテナの揺動が良好に抑制されていることが分かる．また，リニアモータの励磁オフ後に前後動していた台車は前後動なく位置制御が良好にできていることが分かる．

(4.4)式に示したコンテナ揺れ角推定値は，トロリ台車の質量 M と吊り下げ部（スプレッダ，コンテナ）の質量 m の比や，コンテナの質量，リニアモータ発生推力などに誤差があると，揺れ角推定精度が悪化することが考えられる．実験装置のトロリ台車と吊り下げ部の質量比（表 5.1 参照）は 17.4/5.2>1 となるので，分母すなわち吊り下げ部の質量に誤差があると，揺れ角推定誤差に大きく影響すると考えられる．実システムにおいてコンテナの質量を正確に把握することは難しいと考えられるが，トロリ台車との質量比は（表 5.2 のモデルでは）15/41<1 であり，分母の誤差が揺れ角推定値の精度に与える影響は少ないと考えられる．

以上の検討結果より，ワイヤの長さが時間とともに変わる場合でも提案システムの有用性と妥当性が検証できたと言える．

5.5 揺れ角設定誤差が制御特性に与える影響

前章に述べたコンテナ揺れ角推定方法を適用して，トロリ台車駆動制御とコンテナ揺動抑制の統合制御システムを構成した場合について，コンテナ質量の設定誤差が制御特性に与える影響をシミュレーションにより検討する[35]．シミュレーションには，図 5.7 に示すシミュレーションツールと表 5.3 に示すパラメータを使用した．

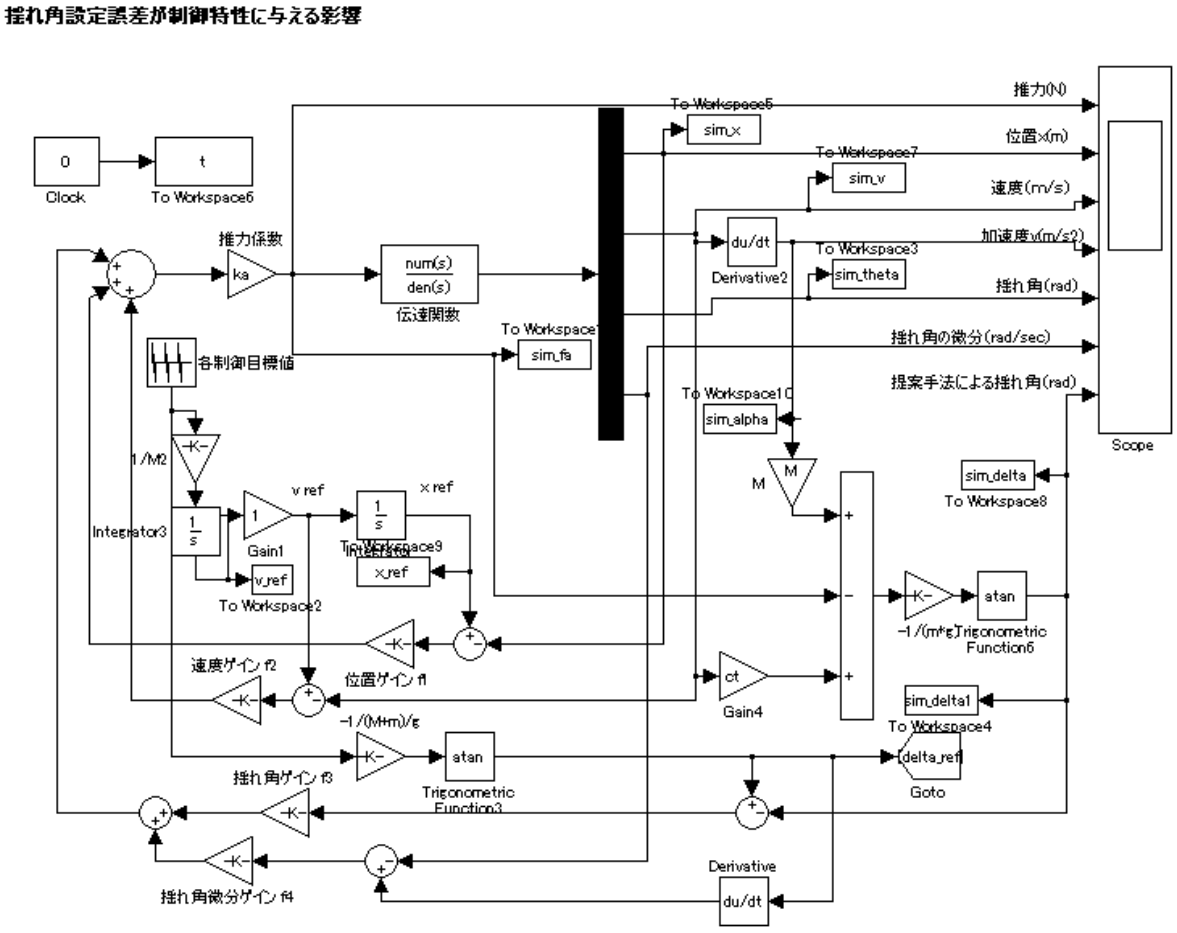


図 5.7　シミュレーションツール

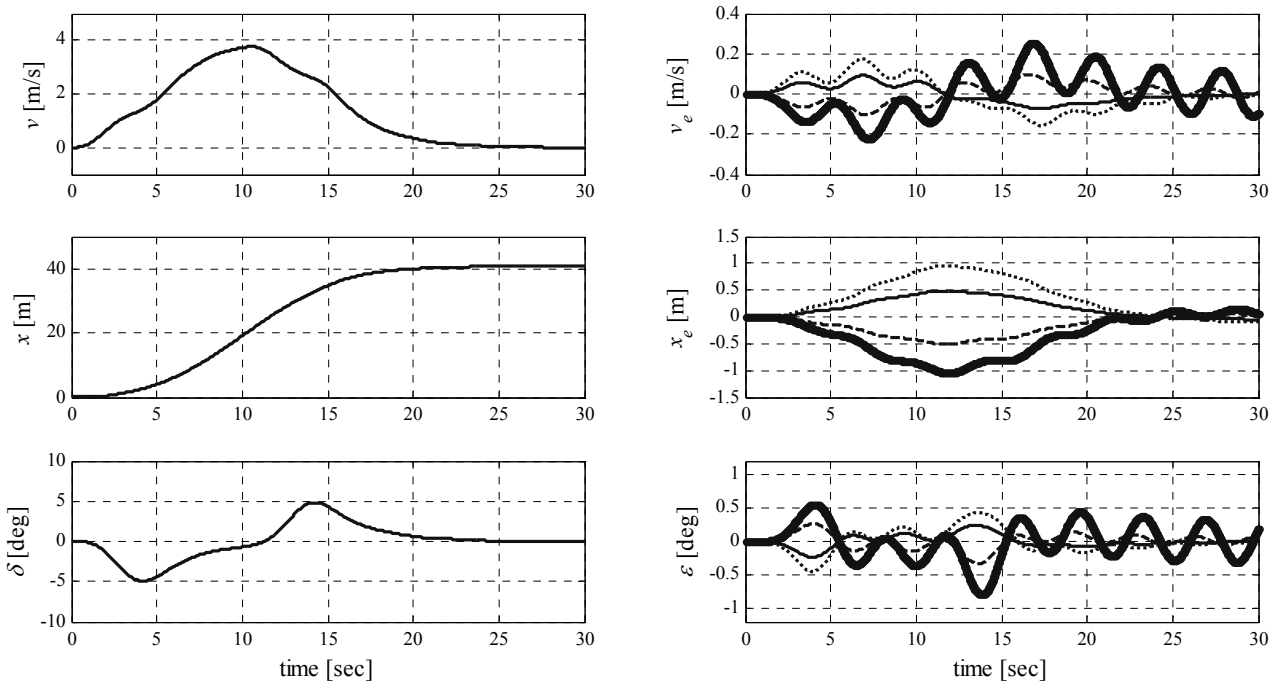
表 5.3　シミュレーションに使用したパラメータ

Description	Symbol	Value
Mass of Trolley	M	10.0 ton
Mass of Container	m_c	30.0 ton
Total Mass of Hanged Part	m	41.0 ton
Velocity of Trolley	v	240 m/min
Wire Length	l	15 m
Friction Coefficient of Wheels	c_t	0.5 Ns^2/m^2
Friction Coefficient of Sheaves	c_c	0.5 Ns^2/m^2

5.5.1 コンテナ揺動抑制制御特性に与える影響

まず，コンテナの揺動抑制に主眼をおいた制御を行った場合について，コンテナ質量の設定誤差の影響を検討する．すなわち，(5.4)式中の重み係数を$(w_1, w_2, w_3, w_4)=(100, 0, 40\times10^3, 40\times10^3)$，$R$=1 としてシミュレーションを行う．コンテナの実際の質量 m_c を 30ton とし，リニアモータの最大推力を 55.4kN としてトロリ台車を最大加減速度 0.7m/s^2 で加減速駆動したときのシミュレーション結果を図 5.8(a)に示す．図中のグラフは，上から台車の速度 v[m/s]，台車の位置 x [m]，コンテナの揺れ角 δ [deg]である．また図 5.8(b)は，コンテナ質量設定誤差が±10%，±20%の時の台車速度，台車位置，コンテナの揺れ角の応答と，コンテナ質量誤差がない場合のそれぞれの応答との差を示す．太線はコンテナ質量設定誤差が-20%，破線は同-10%，実線は同+10%，点線は同+20%の時の応答の差を示す（図 5.9(b)，図 5.10(b)も同様）．

図 5.8(a)より，このシミュレーション条件の場合，コンテナの最大揺れ角は±4 度，整定時間は搬送開始後約 20 秒で，目標搬送時間に比べ約 5 秒長いものの，停止後は脈動することなく所定の位置に搬送されることが分かる．また図 5.8(b)より，コンテナ揺動抑制制御時において，コンテナ質量設定値の誤差が（重い方に）+10%，+20%である場合，コンテナ揺れ角の算定誤差は最大±0.2 度，±0.4 度，それぞれ増加する．これに対して，コンテナ質量設定値の誤差が（軽い方に）-10%，-20%である場合のコンテナ揺れ角算定誤差は，それぞれ，最大±0.2 度，±0.7 度増加することが分かる．



(a) Simulated responses　　(b) The deviation from the evaluation mass

図 5.8　コンテナ揺動抑制制御時のシミュレーション結果

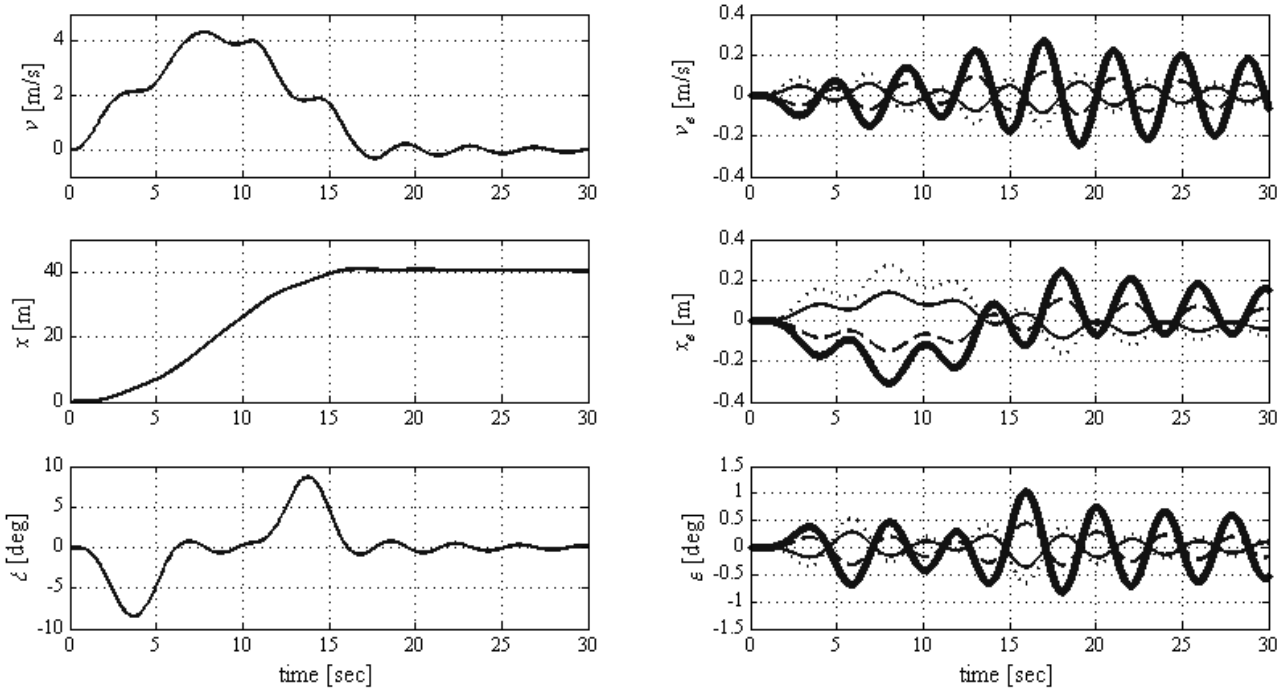
また，トロリ台車の停止位置決め制御に対する影響についても，コンテナ質量の設定誤差が±10%，+20%のときは，台車停止後のコンテナの揺動の誤差が±0.1 度以下と小さいく影響が少ないが，コンテナ質量の設定誤差が-20%の場合には，コンテナの揺動抑制制御特性が悪化して，台車が目標位置に到達した後でも±0.4 度程度の微小な揺動が続くことが分かる．

このことから，コンテナ質量の設定誤差が-10～+20%の範囲であれば，台車停止後に制御特性に与える影響は小さく問題ないと考えられるが，コンテナ質量の設定誤差が-20%を超えるとコンテナの揺動が収束せず，トロリ台車の位置決め性能に大きく影響することが分かった．すなわち，コンテナ質量を把握する場合，マイナス誤差が小さくなるように留意する必要があることが分かる．

5.5.2 トロリ台車駆動制御特性に与える影響

コンテナの搬送所要時間に主眼をおいた制御を行った場合について，コンテナ質量の設定誤差の影響を検討する．前節と同じ条件で，コンテナの搬送所要時間に主眼をおいた制御を行った場合，すなわち，(5.4)式中の重み係数を$(w_1, w_2, w_3, w_4)=(50\times10^3, 100\times10^3, 0, 0)$，$R$=1 とした場合におけるシミュレーション結果を図 5.9 に示す．

図 5.9(a)より，コンテナの最大揺れ角は±9 度，搬送時間は搬送開始後約 15 秒で目標通りであるが，台車が目標位置に到達後も±1 度程度の微小な揺動が続くことが分かる．



(a) Simulated responses　　(b) The deviation from the evaluation mass

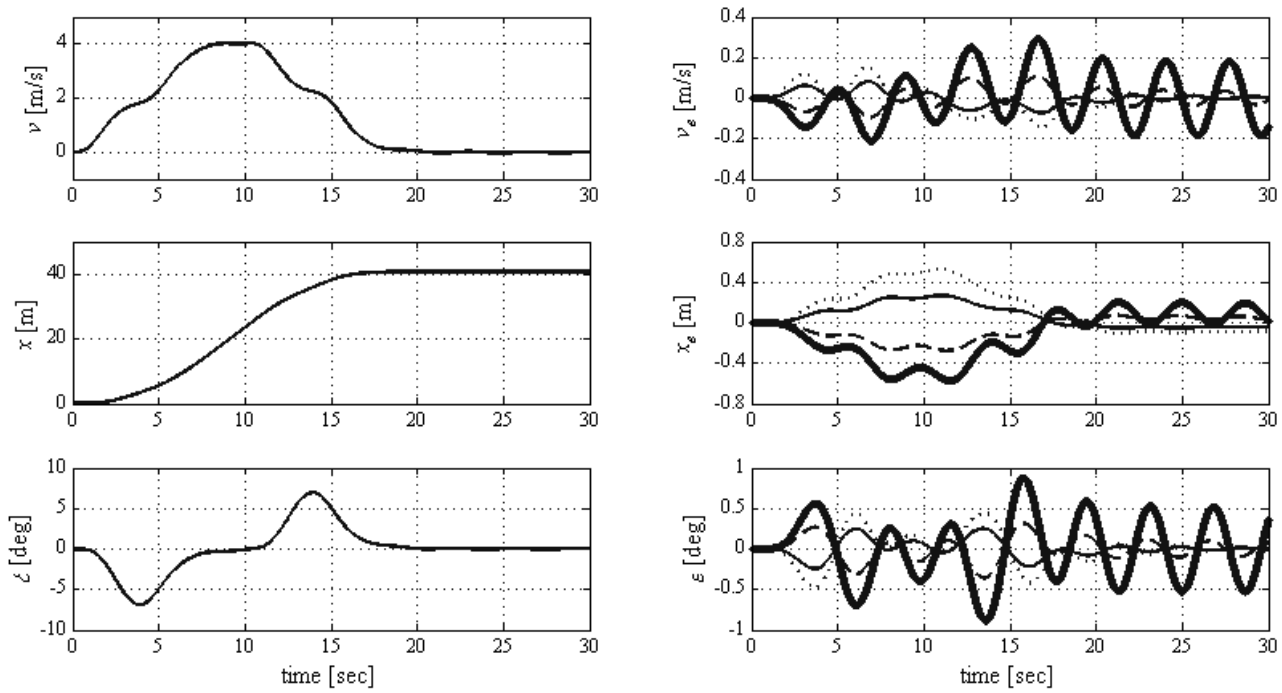
図 5.9　トロリ台車駆動制御時のシミュレーション結果

また図 5.9(b)より，コンテナ質量の設定誤差が±10%の場合，トロリ台車の速度変動幅は，設定誤差がない場合に対して±0.05m/s 程度，停止位置精度は同じく±0.1m 以下に収まることが分かる．また，設定誤差が＋20%の場合のトロリ台車の速度変動幅は，設定誤差がない場合に比べて±0.1m/s 増加するが，台車停止位置精度の誤差は-0.1m 以下に収まることが分かる．

これに対して，コンテナ質量の設定誤差が-20%の場合には，トロリ台車の速度変動幅は±0.3m/s 程度増加し，台車停止位置精度も約+0.2m の誤差が生じることが分かる．このことから，コンテナ質量の設定誤差が±10%以内である場合，もしくは，重めに+20%程度の設定誤差がある場合には，トロリ台車の駆動制御特性に与える影響は小さいと言える．しかしながら，コンテナ質量の設定値が軽めに-20%程度誤差がある場合には，台車停止位置精度が 0.2m 程度となり，コンテナ固定用冶具に要求される許容範囲を超える可能性があることが分かる．

5.5.3 統合制御特性に与える影響

トロリ台車駆動制御とコンテナ揺動抑制の統合制御を行った場合について，コンテナ質量の設定誤差の影響を検討する．前節と同じ条件で，コンテナの搬送所要時間とコンテナの揺れ角抑制の両立に主眼をおいた制御，すなわち，(5.4)式中の重み係数を$(w_1, w_2, w_3, w_4)=(2\times10^3, 6\times10^3, 4\times10^3, 4\times10^3)$，$R$=1 とした場合におけるシミュレーション結果を図 5.10 に示す．



(a) Simulated responses　　(b) The deviation from the evaluation mass

図 5.10　統合制御時におけるシミュレーション結果

図 5.10(a)において，コンテナの最大揺れ角は±8 度，搬送時間は搬送開始後約 17 秒となり，台車停止後，コンテナは脈動することなく所定の位置に搬送されることが分かる．また図 5.10(b)より，コンテナ質量の設定誤差が±10％のとき，誤差がない場合に比べて，コンテナ揺れ角は最大±0.2 度，トロリ台車の速度変動幅は±0.05m/s 増加する程度であるが，コンテナ質量の設定誤差が+20％のとき，誤差がない場合に比べて，コンテナ揺れ角は最大±0.5 度，トロリ台車の速度変動幅は±0.1m/s 増加することが分かる．これに対して，コンテナ質量の設定誤差が-20％の時には，誤差が無い場合に比べて，コンテナ揺れ角は最大±0.9 度，トロリ台車の速度変動幅は±0.2m/s 増加することが分かる．

また，コンテナ質量の設定誤差±10％時，+20％時における停止位置に関しては，コンテナの揺動抑制制御時と同様に，台車停止後のコンテナの揺動の誤差が±0.1 度以下であり，停止位置のずれも微小であることが分かる．しかしながら，コンテナ質量の設定誤差が-20％時には，台車が目標位置に到達した後でも±0.5 度程の微小な揺動が続き，台車停止位置が 0.2m 程度ずれることが分かる．このことから，コンテナ質量の設定誤差が±10％以内である場合，もしくは，重めに+20％程度の設定誤差がある場合には，台車停止後のコンテナの揺動は±0.1 度程度，台車停止位置精度は±0.1m 以下と小さく問題ないと考えられる．しかしながら，コンテナ質量の設定誤差が-20％のときは，台車停止後に±0.5 度程の脈動が残り，さらに台車停止位置も±0.2m 程度で振動が続き，位置制御と揺れ角制御特性に影響を及ぼすことが分かった．

5.6 おわりに

本章では，提案しているリニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおいて，１台のリニアモータでトロリ台車駆動制御とコンテナの揺動抑制制御を行う統合制御システムを設計し，実システムモデルを対象としたシミュレーション（オープンループ制御時，コンテナの揺動制御時，台車の走行制御（位置決め制御）と揺動抑制制御との統合制御時のシミュレーション）を行うことにより，提案システムの妥当性と有用性を検証した．この結果，オープンループ時に比べコンテナの揺動抑制とトロリ台車の位置制御が良好にできることを確認した．これらの検討結果より，ワイヤの長さが時間とともに変わる場合でも提案システムの有用性と妥当性を確認した．また，シミュレーションと小形実験装置を使用した実験結果により，提案している統合制御システムの妥当性と有用性を検証し，実験装置の製作精度の問題を考慮すると，シミュレーション結果は実験結果と概ね良好に一致し，提案システムの妥当性を証明した．

さらに，制御系のフィードバック係数を決定する際に使用するコンテナ質量の設定値が実際の値と異なった場合に制御特性にどのような影響を与えるかを検討した．実規模システムのモデルを対象としてシミュレーションを行った結果，コンテナ質量の設定誤差が±10%以内，もしくは，重めに+20%以内であれば，コンテナの揺動抑制制御特性，トロリ台車の駆動制御特性のいずれに対しても，制御特性に与える影響は実用上問題ないと考えられるレベルに収まることが分かった．

しかしながら，コンテナ質量の設定誤差が軽めに-20%程度ある場合には，トロリ台車が所定の停止位置に到達した後も，コンテナが±0.5 度程度で揺動し，トロリ台車も所定の停止位置を中心に±0.2m 程度の前後動が続き，位置制御と揺れ角制御特性に無視できない影響を及ぼすことが分かった．提案システムが実用化された場合には，コンテナの質量を精度良く把握することが必要であることが分かった．特に，コンテナ質量がマイナス誤差で算定されることがないように十分配慮する必要があることが分かった．

第 6 章

結言

本論文では，トロリ台車の位置決めとスプレッダの揺動抑制制御を，トロリを駆動する 1 台のリニアモータで制御するという新たなコンセプトのコンテナクレーンシステムを構築し，提案システムについてコンテナ揺動抑制とトロリ駆動の双方について性能を両立させる統合制御システムの実用性について論じた．以下，本論文の成果をまとめる．

まず第 3 章では，MATLAB/Simulink でシミュレーションツールを作成し，それを用いてリニア駆動システムにおける諸特性の検討・解析を行った．リニアモータ制御システムを構築するに当り，スプレッダの揺動とトロリ台車の走行特性をシミュレーションにより明らかにした．

その結果，スプレッダを吊り下げるワイヤの長さが一定ではあるが，スプレッダの揺動をある程度以下に抑えながらトロリを走行させる運転方法についての知見を得た．トロリ台車の定速走行時，および，トロリ台車停止後のコンテナの揺れ角は，トロリ台車の最高速度到達時，および，推力停止時における揺れ角を初期値とする揺動が持続することが分かった．そこで，スプレッダ，コンテナとワイヤで構成される振り子系の周波数や位相に着目し，加減速時間を，揺動しているコンテナの揺動周波数の整数倍の時間に一致させるようにすることで，定速走行時，停止時のスプレッダの揺れ角を大幅に減少させることが可能であることを確認した．

しかしながら，実際のシステムではワイヤの長さは変化し，それに伴ってコンテナの揺動周期も変化するため，このような加減速時間の調整による手段で揺動を抑制する方式には限界があると考えられる．本論文で提案しているシステムの実現を目指すには，このようにワイヤの長さが変化した場合でも，コンテナの揺動抑制とトロリ台車の位置決めとの整合を図った統合制御システムの開発が必要である．そのためには,コンテナの揺動を抑えながら所定の荷役処理を行なうためにリニアモータを制御する場合，先ず，コンテナの揺れ角を検出することが重要である．

そこで第 4 章で，コンテナの揺動抑制制御に必要となるコンテナの揺れ角を検出する新たな手法として，トロリに装着した加速度センサの出力からコンテナの揺れ角を推定する方法について提案し，その妥当性についてシミュレーションによる検討を行い，提案手法の有効性を論じた．また，提案方法においては，実際のコンテナクレーンに対して，コンテナ質量の設定値と実際のコンテナ質量との間に誤差があると，揺れ角の検出精度に大きく影響することが想定できる．そこで，コンテナ質量の設定誤差がコンテナ揺れ角検出誤差に与える影響を，シミュレーションにより検討した．

その結果，コンテナの実際の質量 m_c を 40ft コンテナ満載時の 30ton とした場合，±1 度以内の精度でコンテナ揺れ角を検出するには，コンテナ質量を-4ton~+5ton の範囲内の精度で把握する必要のあることが分かった．これらのことを考慮すると，ノイズが少なく精度の良い加

速度センサを使用することができれば，提案した揺れ角検出手法は有効な手法であると確認した．

次に，提案している揺れ角検出方法とリニア駆動システムの妥当性を評価するために小形の実験装置を製作した．まず，小形の実験装置における揺れ角推定方法の妥当性を評価するために，インバータへの周波数指令電圧を入力とし LIM の発生推力を出力とする伝達関数を求め，シミュレーションと実験により提案している揺れ角検出方法の有効性を検討した．

その結果，加速度センサのノイズを考慮すると，トロリ台車が加減速時には，コンテナ揺れ角を誤差±5 度以内，トロリ台車が停止時には，コンテナ揺れ角を誤差±1 度以内で推定できることが分かった．加減速時における推定誤差の要因は，実験装置では実際のシステムと比べて，吊り下げ部質量に対するトロリ台車の質量が小さいため，トロリ台車に作用するコンテナ揺動の反作用が相対的に小さくなり，揺れ角の推定精度が低下するためと考えられる．これらの検討結果より，提案している揺れ角検出方法は良好に使用できることを再確認した．

第 5 章では，リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおいて，1 台のリニアモータでトロリ台車駆動制御とコンテナの揺動抑制制御を行う統合制御システムを設計し，実システムモデルを対象としたシミュレーションを行うことにより，提案システムの妥当性と有用性を検証した．オープンループ制御時，コンテナの揺動制御時，台車の走行制御（位置決め制御）と揺動抑制制御との統合制御時のシミュレーションにより，オープンループ時に比べコンテナの揺動抑制とトロリ台車の位置制御が良好にできることを確認した．

これらの検討結果より，ワイヤの長さが時間とともに変わる場合でも提案システムの有用性と妥当性を確認した．また，シミュレーションと小形実験装置を使用した実験結果により，提案している統合制御システムの妥当性と有用性を検証し，実験装置の製作精度の問題を考慮すると，シミュレーション結果は実験結果と概ね良好に一致し，提案システムの妥当性が証明した．

さらに，制御系のフィードバック係数を決定する際に使用するコンテナ質量の設定値が実際の値と異なった場合に各制御時にどのような影響を与えるかを検討した．これらの検討結果により，提案システムが実用化された場合には，コンテナの質量を精度良く把握することが必要であることが分かった．特に，コンテナ質量がマイナス誤差で算定されることがないように十分配慮する必要があることが分かった．

今後の課題としては，揺れ角検出方法の推定誤差の低減による更なる統合制御性能の向上が考えられる．また，コンテナターミナルの完全自動化に対応するために，トロリが搬送するコンテナの位置を自動検出し，目的地まで的確に搬送するシステムの開発などが必要となる．このようなトロリの自動走行と本論文で紹介した統合制御システムが可能であれば，コンテナターミナルにおける荷役作業の高効率化，完全自動化などが期待できる．

謝辞

本研究を行うにあたり，東京都市大学工学部 電気電子工学科　小豆澤照男教授，神戸大学大学院 海事科学研究科　山本茂広准教授には，終始適切な御指導御鞭撻を戴きました．ここに，謹んで感謝の意を表します．

また，神戸大学大学院 海事科学研究科　小林英一教授，神戸大学大学院 海事科学研究科 武田実教授には，審査委員として予備審査発表会，学位論文発表会などで適切な御助言を頂き，厚く御礼申し上げます．また，神戸大学大学院 海事科学研究科　福岡俊道教授には，学部生の頃から多岐にわたる御助力ならびに御教授を頂き，心から御礼申し上げます．

また，実験装置の製作，実験などで多大な御協力を頂きました，神戸大学海事科学部電気工学研究室の大学院生及び学生諸君にも，厚く御礼申し上げます．

最後に，ありとあらゆる面で著者を支え，温かく見守ってくれた両親，ならびに著者を終始励ましてくれた家族に心から感謝致します．

参考文献

(1) 鈴木武，佐藤栄治 :「大型コンテナクレーンの荷役実態と荷役動作モデルの構築」，国土技術製作総合研究所資料，第 59 号 (2003)

(2) 渡辺逸郎 :「コンテナ船の話」，成山堂書店 (2006)

(3) 加納敏幸，間島隆博，小坂浩之，鳥海重喜 :「東アジア域内物流効率化に関する研究」，海上技術安全研究所報告，第 10 巻，第 1 号 (2010)

(4) www.maerskline.com

(5) 港湾荷役情報センター :「日本におけるコンテナクレーン一覧」，社団法人　港湾荷役機械システム協会 (2008)

(6) 石原伸志, 合田浩之 :「コンテナ物流の理論と実際－日本のコンテナ輸送の史的展開－」，成山堂書店 (2010)

(7) Giua, C. Seatzu and G. Usai: “Observer-controller design for cranes via Lyapunov equivalence”, Automatica, Vol.35, No.4, pp.669-678 (1999)

(8) G. Bartolini, A. Pisano and E. Usai: “Second-order sliding-mode control of container cranes”, Automatica, Vol.38, No.10, pp.1783-1790 (2002)

(9) H.M. Omara and A.H. Nayfeh: “Gantry cranes gain scheduling feedback control with friction compensation”, Journal of Sound and Vibration, Vol.281, No.1-2, pp.1-20 (2005)

(10) 佐久本政和，林亨 :「ファジィ制御のコンテナクレーン振れ止めシステムへの適用」，日本機会学会論文集 C，Vol.58，No.550，pp.106-111 (1992)

(11) 白井潤二，平澤博，藤原一正ほか :「コンテナクレーン振れ止め制御技術の実用化」，日本機会学会論文集 C，Vol.59，No.561，pp.113-117 (1992)

(12) 特許 公開平 10-226492

(13) 特許 公開平 6-286975

(14) 電気学会技術報告（Ⅱ部）第 314 号

(15) 野中作太郎 :「片側式リニア誘導モータの等価回路と特性計算式の検討」，電気学会論文誌 D，Vol.115，No.3，pp.223-232 (1995)

(16) 安相伯，谷口裕樹，前垣内健一，小豆澤照男 :「リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの検討」, 第 75 回マリンエンジニアリング学術講演会後援論文集, pp.35-36 (2006)

(17) 谷口裕樹，安相伯，前垣内健一，小豆澤照男：「コンテナクレーン駆動用リニアモータの検討」，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-06-69 (2006)

(18) 谷口裕樹：「クレーン台車駆動用リニアモータの駆動特性に関する研究」，神戸大学大学院自然科学研究科修士論文 (2007)

(19) 王鴻坤，谷口裕樹，安相伯，小豆澤照男：「クレーン台車駆動リニアモータの制御方法に関する検討」，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-07-02 (2007)

(20) 王鴻坤，安相伯，谷口裕樹，牧野秀成，小豆澤照男：「リニアモータ駆動式コンテナクレーンシステムにおけるコンテナ揺れ角検出法の検討」，第 78 回マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集，pp.51-52 (2008)

(21) 谷口裕樹，安相伯，山本茂広，小豆澤照男：「リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおけるコンテナ揺れ角検出方法に関する研究」，日本マリンエンジニアリング学会誌，Vol.45，No.1，pp.116-121 (2010)

(22) 川俣精機株式会社製リニア誘導モータ TLM-31C1 の製品説明書

(23) 株式会社共和電業製小型低容量加速度変換器 AS-GA,GB の製品説明書

(24) seika 社製傾斜角センサ SEIKA NA シリーズの製品説明書

(25) 東芝シュネデール・インバータ株式会社製 TOSVERT TM VF-AS1 の仕様書

(26) Quanser 社製 Q8 高性能 H.I.L 制御ボードの仕様書

(27) 株式会社共和電業製ロードセル LMA-A-50N の取扱説明書

(28) S.B. An, et al.: “A New Approach to Anti-Sway System Design for a Container Crane”, SICE Annual Conference in Fukui, August 4-6, Fukui, Japan, pp.335-339 (2003)

(29) 川井秀樹，田中彰一，金英福，崔龍雲，久保田譲：「コンテナ荷役効率化のための画像センサによるクレーンスプレッダ位置計測」，電気学会論文誌 D，Vol.130，No.1，pp.102-108 (2010)

(30) 谷口裕樹，安相伯，山本茂広，小豆澤照男：「リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおける統合制御に関する検討」，日本マリンエンジニアリング学会誌，Vol.45，No.3，pp.113-119 (2010)

(31) 谷口裕樹，寺村卓，安相伯，山本茂広，小豆澤照男：「リニアモータ駆動式コンテナクレーンシステムにおける揺れ角制御の検討」，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-09-2，pp.7-12 (2009)

(32) Y. Taniguchi, S.B. An, S. Yamamoto and T. Azukizawa: “Integrate Trolley Drive and Swaying Angle Control System for a Linear Motor Driven Container Crane System”, The 7th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Applications, Inchon, Korea, OS8.3, (CD-ROM) (2009)

(33) Y. Taniguchi, S.B. An, H. Wang, S. Yamamoto and T. Azukizawa: “Integrated Control Method for Linear Motor Driven Container Crane System”, The 6th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Applications, Lille, France, PS2-11, (CD-ROM) (2007)

(34) Y. Taniguchi, S.B. An, H. Wang, H. Makino, S. Yamamoto and T. Azukizawa: “Fundamental Study of an Integrated Control Method for a Linear Motor Driven Container Crane System”, The International Conference on Electrical Engineering 2008, Okinawa, Japan, O-060 (CD-ROM) (2008)

(35) 谷口裕樹，安相伯，山本茂広，小豆澤照男：「リニアモータ駆動クレーンシステムにおけるコンテナ質量設定誤差が台車駆動・揺動抑制統合制御特性に及ぼす影響」，平成 22 年度電気学会産業応用部門大会（発表予定）(2010)

本研究に関連する発表

論文

(1) 谷口裕樹，安相伯，山本茂広，小豆澤照男：「リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおけるコンテナ揺れ角検出方法に関する研究」，日本マリンエンジニアリング学会誌，Vol.45, No.1, 116-121 (2010)

(2) 谷口裕樹，安相伯，山本茂広，小豆澤照男：「リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムにおける統合制御に関する検討」, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.45, No.3, 113-119 (2010)

国際会議プロシーディング

(1) Y. Taniguchi, S.B. An, H. Wang, H. Makino, S. Yamamoto and T. Azukizawa: “Fundamental Study of an Integrated Control Method for a Linear Motor Driven Container Crane System”, The International Conference on Electrical Engineering 2008, Okinawa, Japan, O-060 (CD-ROM) (2008)

学会発表等

(1) 谷口裕樹，安相伯，前垣内健一，小豆澤照男：「コンテナクレーン駆動用リニアモータの検討」，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-06-69 (2006)

(2) Y. Taniguchi, S.B. An, H. Wang, S. Yamamoto and T. Azukizawa: “Integrated Control Method for Linear Motor Driven Container Crane System”, The 6th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Applications, Lille, France, PS2-11, (CD-ROM) (2007)

(3) 谷口裕樹，寺村卓，安相伯，山本茂広，小豆澤照男：「リニアモータ駆動式コンテナクレーンシステムにおける揺れ角制御の検討」，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-09-2，pp.7-12 (2009)

(4) Y. Taniguchi, S.B. An, S. Yamamoto and T. Azukizawa: “Integrate Trolley Drive and Swaying Angle Control System for a Linear Motor Driven Container Crane System”, The 7th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Applications, Inchon, Korea, OS8.3, (CD-ROM) (2009)

(5) 谷口裕樹，安相伯，山本茂広，小豆澤照男：「リニアモータ駆動クレーンシステムにおけるコンテナ質量設定誤差が台車駆動・揺動抑制統合制御特性に及ぼす影響」，平成 22 年度電気学会産業応用部門大会（発表予定）(2010)

学会発表等（共著者）

(1) 安相伯，谷口裕樹，前垣内健一，小豆澤照男：「リニアモータ駆動コンテナクレーンシステムの検討」, 第 75 回マリンエンジニアリング学術講演会後援論文集, pp.35-36 (2006)

(2) 安 相伯，谷口 裕樹，前垣内 健一，小豆澤 照男：「コンテナクレーン駆動用リニアモータの検討」，平成 19 年電気学会全国大会 (2007)

(3) 安 相伯，谷口 裕樹，前垣内 健一，小豆澤 照男：「リニアモータ駆動式クレーンシステムの走行特性シミュレーション」,第 76 回マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集，pp.85-86 (2007)

(4) 王鴻坤，谷口裕樹，安相伯，小豆澤照男：「クレーン台車駆動リニアモータの制御方法に関する検討」，電気学会リニアドライブ研究会資料，LD-07-02 (2007)

(5) 王鴻坤，安相伯，谷口裕樹，牧野秀成，小豆澤照男：「リニアモータ駆動式コンテナクレーンシステムにおけるコンテナ揺れ角検出法の検討」, 第 78 回マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集，pp.51-52 (2008)

(6) S.B. An, Y. Taniguchi, S. Yamamoto and T. Azukizawa: “Fundamental Study of an Integrated Control Method”, International Symposium on Marine Engineering 2009, BEXCO, Busan (2009)